



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVRH SACÍHO TRAKTU S VARIABILNÍ DÉLKOU PRO EXPERIMENTÁLNÍ ZÁŽEHOVÝ MOTOR

DESIGN OF INTAKE MANIFOLD WITH VARIABLE LENGTH FOR  
EXPERIMENTAL SI ENGINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Jelínek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

BRNO 2016



## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: Bc. Petr Jelínek  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: Ing. Martin Beran  
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Návrh sacího traktu s variabilní délkou pro experimentální zážehový motor

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový spalovací motor proveďte návrh a optimalizaci sacího potrubí s ohledem na dosažení optimálního průběhu krouticího momentu.

#### Cíle diplomové práce:

- proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacího traktu soudobých spalovacích motorů, zejména v kontextu se snahou o zvýšení plnicí účinnosti motoru prostřednictvím sacího potrubí s plynulou změnou délky.
- sestavte výpočtový model se zaměřením na optimalizaci délek sacího potrubí pro zadané provozní stavy motoru.
- vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí.
- na základě konstrukčního návrhu vytvořte 3-D CAD model sacího traktu.
- zhodnoťte získané výsledky.

#### Seznam literatury:

KÖEHLER, E. Verbrennungsmotoren. Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. Braunschweig Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 3-528-23108-4.

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.

HEYWOOD, J.B. Internal combustion engines fundamentals. McGraw Hill Book Company, New York (1989) ISBN 10: 1259002071

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 24. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o sacím traktu čtyřdobého spalovacího motoru a jeho plnicí účinnosti a možnostech, jak tuto účinnost zvýšit a následně o optimalizování průběhu točivého momentu a výkonu u zadaného sériového spalovacího motoru. Na konci diplomové práce je návrh 3D modelu sacího potrubí.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Sací trakt, plnicí účinnost, rezonanční jev, rezonanční potrubí, Lotus Engine Simulation, ztráty, přeplňování, točivý moment, výkon

## ABSTRACT

This thesis discusses of the intake tract four-stroke ignition internal combustion engine and the filling efficiency and opportunities to increase this efficiency and consequently to optimize the course of torque and power at the specified serial engine. 3D model is the last point of this thesis.

## KEYWORDS

The intake tract, filling efficiency, a resonance phenomenon, resonant pipes, Lotus Engine Simulation, loss, supercharge, torque, power





## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

JELÍNEK, P. *Návrh sacího traktu s variabilní délkou pro experimentální zážehový motor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.







## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Berana a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2016

.....  
Bc. Petr Jelínek





## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval Ing. Martinu Beranovi za odbornou pomoc, konzultace a vstřícnost při vedení diplomové práce.





## OBSAH

Úvod .....	17
1 Sací trakt soudobého spalovacího motoru .....	19
1.1 Funkce sacího traktu .....	19
1.2 Hlavní části sacího traktu .....	20
1.3 Vzduchový filtr .....	20
1.4 Uklidňovací komora .....	21
1.5 Škrťící člen .....	21
1.6 Sací potrubí .....	22
1.7 Sací kanály .....	22
1.8 Sací ventil a sedlo ventilu .....	23
2 Plnicí účinnost a plnění válce .....	26
2.1 Mechanické přeplňování .....	27
2.1.1 Přeplňování kompresorem .....	27
2.1.2 Přeplňování turbodmychadlem .....	28
2.2 Dynamické přeplňování .....	31
3 Fyzikální zákony a vlastnosti proudění tekutin .....	38
3.1 Definice tekutin .....	38
3.2 Základní fyzikální vlastnosti plynů .....	38
3.2.1 Teplota .....	38
3.2.2 Tlak .....	38
3.2.3 Hustota .....	40
3.2.4 Viskozita .....	40
3.3 Proudění .....	41
3.3.1 Laminární proudění .....	41
3.3.2 Turbulentní proudění .....	41
3.3.3 Reynoldsovo číslo .....	42
3.3.4 Mezní vrstva .....	42
3.4 Fyzikální zákony proudění .....	43
3.4.1 Machovo číslo .....	43
3.4.2 Rovnice kontinuity .....	43
3.4.3 Eulerova rovnice hydrodynamiky .....	43
3.4.4 Bernoulliho rovnice .....	44
4 Výpočtový model .....	45
4.1 Program LOTUS ENGINE SIMULATION .....	45



4.1.1	Preprocesor .....	45
4.1.2	Řešič .....	46
4.1.3	Postprocesor .....	46
4.1.4	Optimizer&parametrizer.....	46
4.2	Návrh modelu motoru .....	47
4.2.1	Válcová jednotka .....	47
4.2.2	Rozvodový mechanismus .....	51
4.2.3	Sací a výfukové hrdla .....	54
4.2.4	Sací a výfukový kanál.....	56
4.2.5	Výfukové potrubí.....	56
4.2.6	Sací potrubí.....	57
4.2.7	Typ paliva a tvoření směsi .....	58
4.2.8	Nastavení testovacích podmínek .....	59
4.2.9	Konečný tvar modelu sériového motoru v programu Lotus Engine Simulation	60
4.2.10	Výsledný průběh točivého momentu a výkonu sériového motoru .....	60
4.3	Návrh sacího traktu .....	61
4.3.1	Teoretický výpočet délek sacího potrubí.....	61
4.3.2	Vlastní návrh sacího traktu .....	64
4.3.3	Optimalizace délek sacího potrubí .....	66
4.3.4	Výsledná optimalizovaná vnější otáčková charakteristika .....	68
5	Konstrukční návrh .....	70
5.1	Návrh vlastního sacího traktu .....	71
5.1.1	Komora .....	71
5.1.2	Otočná kola.....	73
5.1.3	Víko komory.....	74
5.2	Kompletní model sání s variabilní délkou .....	75
	Závěr.....	78
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	83
	Seznam použitých obrázků.....	85
	Seznam použitých grafů .....	87
	Seznam použitých tabulek .....	88
	Seznam příloh.....	89









## ÚVOD

V současné době, kdy se kladou velké nároky na ekologický provoz všech spalovacích motorů, musejí výrobci automobilů navrhovat své motory a vyvíjet nové technologie tak, aby splňovali nejprísnější ekologická nařízení. Spalovací motor je v dnešní době, a nejspíše ještě v blízké době bude, nejpoužívanějším pohonem pro dnešní vozidla. Proto je nutné, aby provoz spalovacích motorů byl co nejekonomičtější a tím i ekologický. Spalovací motor má kromě nízké účinnosti tu nevýhodu, že pro dosažení optimálních vlastností musí být provozován pouze v určitém spektru otáček, a to v oblasti nejvyššího točivého momentu. K tomu, aby se dosahovalo optimálních vlastností motoru v běžném provozu, bývá motor naladěn tak, aby se nejvyšší točivý moment vyskytoval v oblasti nižších a středních otáček. U atmosférických motorů lze toto spektrum otáček rozšířit právě pomocí variabilních délek sacích potrubí. Kde je snaha o zvýšení plnicí účinnosti, pomocí fyzikálních jevů, která má velký vliv na plnění válce čerstvou směsí. Tímto lze dosáhnout optimálního průběhu točivého momentu a průběhu výkonu.

V této diplomové práci se seznámíme se soudobými konstrukčními řešeními výrobců spalovacích motorů a následně bude řešen vlastní návrh sacího traktu pro zážehový spalovací motor o objemu dva litry. Pro tento motor se budeme snažit optimalizovat délky sacích potrubí a tím dosáhnout lepší plnicí účinnosti a optimalizovat tím průběhy točivého momentu a výkonu. Následně se budeme zabývat konstrukčním návrhem tohoto potrubí.





# 1 Sací trakt soudobého spalovacího motoru

Pro návrh celého sacího traktu s variabilní délkou u spalovacího motoru je nutné říct, jaké části sací trakt obsahuje a jak tyto části fungují. Sací trakt je nedílnou součástí každého spalovacího motoru, ať už jde o dvoudobý spalovací motor nebo čtyřdobý spalovací motor a bez něj by jen těžko fungoval tak, jak má. Sací trakt je poměrně složitý systém a obsahuje mnoho různých prvků. Má velký vliv na průběh točivého momentu, výkonu a také na správný chod motoru. Na návrh sacího traktu je dnes kladen velký důraz a mnoho požadavků, které se mnohdy mohou lišit vzhledem k plnění nebo taktnosti spalovacího motoru.

## 1.1 Funkce sacího traktu

Hlavní funkcí sacího traktu je přívod vzduchu do spalovacího motoru a tím pádem i splnit jeden z důležitých požadavků při návrhu sacího traktu a to co nejmenší tlakovou ztrátu a tím i na co nejlepší naplnění válce motoru. Celková tlaková ztráta může činit 3,5 až 5 kPa na vstupu motoru. Mezi další požadavky, při návrhu sacího traktu, patří úroveň hluku tvořeného při nasávání vzduchu nebo filtrace vzduchu. Dále pak rovnoměrné rozdělení směsi popřípadě vzduchu do válců u více válcových motorů, regulace teploty nasávaného vzduchu a u dnešních spalovacích motorů i recirkulace spalín a další. Celý sací trakt se také musí vejít do motorového prostoru a sací otvor musí být vhodně umístěn (podle tlaku vzduchu obtékající vozidlo, nejčastěji v přední části vozidla – využívá se aerodynamiky vozidla), aby bylo dosaženo co nejlepšího nasávání vzduchu. Některé části sacího traktu se mohou lišit podle typu tvoření směsi. Buď se přivádí do válce čerstvá směs paliva se vzduchem, u nepřímého vstřikování paliva (vnější tvorba směsi), nebo jen vzduch u přímého vstřikování paliva, kde je palivo vstřikováno přímo do spalovacího prostoru.



Obrázek 1.1 Sací trakt Wankelova motoru Mazdy RX-8



## 1.2 Hlavní části sacího traktu

Sací trakt čtyřdobého spalovacího motoru se skládá z několika částí. Mezi tyto části patří vstupní sací otvor, vzduchový filtr, který se nachází v komoře (nazýván též airbox), škrťací člen, vlastní sací potrubí, sací kanály a sací ventily v hlavě motoru. U přeplňovaných motorů je zde ještě navíc dmychadlo a chladič vzduchu (označován intercooler). Saní ještě může být doplněno o systém recirkulace spalin pro snížení emisí spalovacího motoru. V sacím traktu jsou čidla, která snímají různé parametry. Mezi tyto parametry patří teplota, tlak nasávaného vzduchu nebo senzor průtočného množství vzduchu.

## 1.3 Vzduchový filtr

Vzduchový filtr je umístěn uvnitř uklidňovací komory (airbox). Jeho úkolem je odstranění prachových částic a dalších pevných částic z nasávaného vzduchu. Tyto prachové částice, spolu s palivem a mazivem, působí na pístní skupinu nepříznivě a snižují životnost motoru. Samozřejmě zde máme různá prostředí s různou prašností ovzduší, těmto podmínkám musí být vzduchové filtry uzpůsobeny, takže mají velkou účinnost při zachycování prachových částic. Nejčastěji používané vzduchové filtry u osobních vozidel jsou suché, kde je vložka tvořena například z papíru, textilní tkaniny nebo molitanu. Bývají poskládány do tvaru harmoniky, aby jejich činná plocha byla co největší, tím se dosáhne docela přijatelných celkových rozměrů vůči činné ploše filtru. Suché vzduchové filtry se používají pro jejich snadnou údržbu a jednoduchou výměnu.



Obrázek 1.1 Různé druhy vzduchových filtrů



## 1.4 Uklidňovací komora

Bývá nazývána také airbox. Slouží k utlumení hluku, který vzniká při nekontinuálním nasávání vzduchu do válce. Proto je zde uklidňovací komora, která slouží jako zásobník čerstvého vzduchu. Celá uklidňovací komora bývá vyrobena z plastů, kvůli úspoře váhy. Uvnitř uklidňovací komory je umístěn vzduchový filtr.

## 1.5 Škrťací člen

Úkolem škrťacího členu je řídit množství nasávaného vzduchu do válce. Nejčastějším škrťacím členem u osobních vozidel v dnešní době je klapka. Ta reguluje průtočný průřez a tím ovlivňuje množství vzduchu proudícího do válce. Nevýhodou je, že při úplném otevření škrťací klapky, není průřez v místě klapky zcela kruhový a tím dochází k hydraulickým ztrátám proudění. Můžeme se setkat i s jinými škrťacími členy, jako je válcové nebo ploché šoupátko. U těchto typů škrťacích členů dochází k podstatně nižším hydraulickým ztrátám než u škrťací klapky, ale je složitější seřizování pro každý válec zvlášť. Ovládání bývá realizováno mechanicky nebo elektronicky. Mechanické ovládání je bezpečnější, protože je zde stále přímé spojení mezi plynovým pedálem a škrťacím členem. U elektronického ovládání, je pedálem ovládán potenciometr, který je spojen s řídicí jednotkou, která nejprve vyhodnotí všechny vstupní parametry a až pak vyšle signál, ovládající elektromotor umístěný v tělese škrťací klapky, který ovládá její otevření. Škrťací klapka může mít u víceválcových motorů dvě uspořádání. Buď máme sací trakt se společnou škrťací klapkou nebo sací trakt se samostatnými škrťacími klapkami. U společné škrťací klapky máme jednu společnou klapku pro všechny válce, to znamená, že klapka je umístěna ještě před vlastním potrubím. U tohoto uspořádání je nutné zajistit rovnoměrné rozdělení nasávaného vzduchu k jednotlivým válcům. Tato možnost má jednoduché konstrukční řešení. U samostatných škrťacích klapek máme jednu klapku pro každý válec. Tato možnost má výhodu, že při uzavřených klapkách je airbox náporově plněn vzduchem a vzniká v něm mírný přetlak. Při následném otevření škrťacích klapek jsou válce tímto tlakem přeplňovány a roste plnicí účinnost. Má složitější konstrukční řešení oproti typu se společnou škrťací klapkou.



Obrázek 1.2 Škrťací klapka



## 1.6 Sací potrubí

Sací potrubí má za úkol dopravit potřebný vzduch do sacího kanálu a následně do válce. Ideálním průřezem sacího potrubí je kruh, kvůli nejlepšímu poměru obvodu k ploše, tím se docílí menších hydraulických ztrát. Je tenkostěnné, co nejvíc geometricky jednoduché a s hladkými vnitřními stěnami. Dnes se nejčastěji vyrábí do sériových vozidel plastové kvůli váze, ale můžeme se setkat i se sacím potrubím z hliníkové slitiny. Sací potrubí má velký vliv na plnicí účinnost a dále si o něm řekneme více.

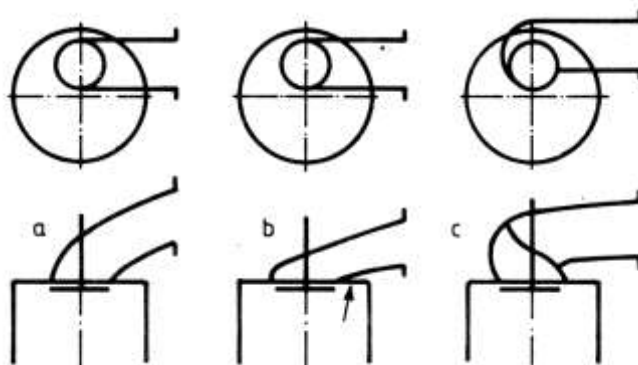


Obrázek 1.3 Sací potrubí

## 1.7 Sací kanály

Sací kanál je dalším členem sacího traktu uloženým v hlavě spalovacího motoru, který následuje hned po sacím potrubí. Pro nejdokonalejší proudění s co nejmenšími hydraulickými ztrátami by měl být průřez kanálu kruhový, co nejvíce přímý a aby střednice kanálu byla nejlépe rovnoběžná s osou válce. Toho však v praxi lze dosáhnout jen velmi těžko už jen z toho důvodu, že je v kanálu ventil, který zmenšuje průřez kanálem, to má negativní vliv na proudění v kanálu. Z toho důvodu se nepracuje s ideálním průřezem kanálu ale s tak zvaným hydraulickým průměrem. To je takový průměr, který vznikne, pokud se plocha ideálního kruhového průřezu kanálu bude rovnat ploše skutečného průřezu kanálu. Dále by neměl být sací kanál příliš dlouhý, aby nedocházelo k ohřívání vstupujícího vzduchu. Tvarování kanálu je velmi náročné vzhledem k prostorovým možnostem hlavy motoru. Tvar kanálu můžeme rozdělit podle typu víření ve válci, a to:

- a) Přímý kanál
- b) Tangenciální kanál
- c) Šroubový kanál

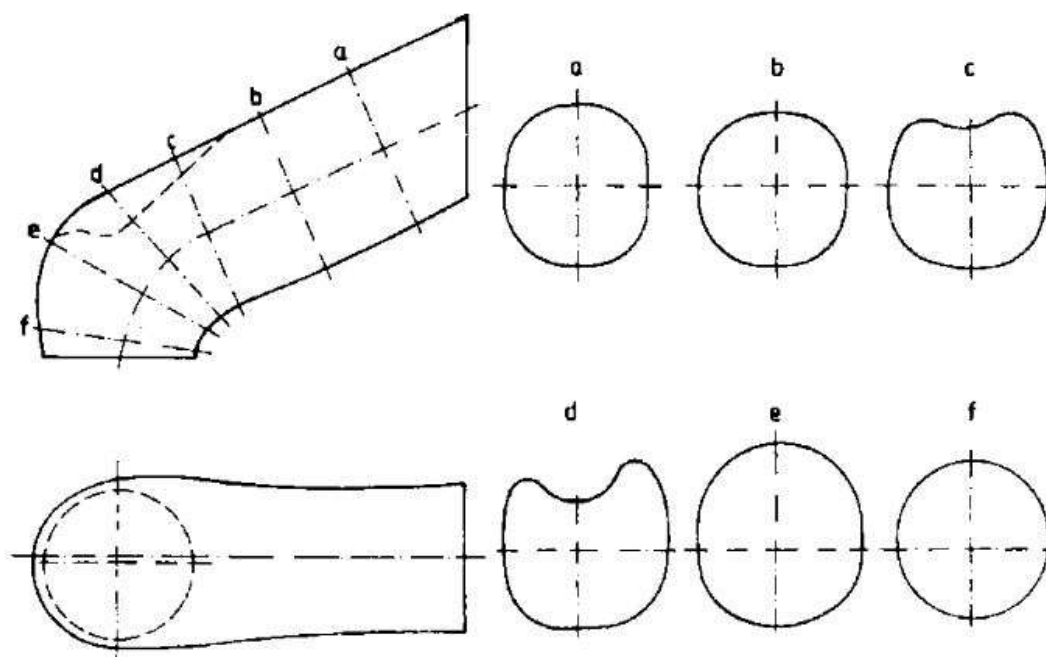


Obrázek 1.4 Typy kanálů a) přímý b) tangenciální c) šroubový





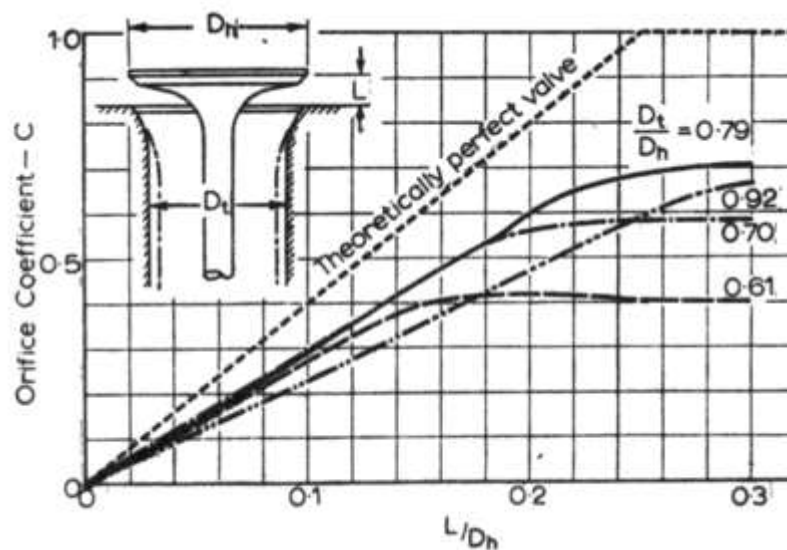
**Přímý kanál** má nejvyšší plnicí účinnost protože má nejmenší odpor proti proudícímu plynu díky jednoduchosti tvaru a absenci různých zakřivení kanálu. **Tangenciální kanál** napomáhá lepšímu rozvíření vzduchu ve válci a tím i optimálnímu průběhu hoření. Tento typ kanálu vytváří rotaci výstupním impulsem, který je vytvořen nerovnoměrným výtokem vzduchu do válce po obvodu průtočného průřezu mezi sedlem ventilu a ventilem. Tangenciální kanál je závislý na přesnosti výroby, kde při nepřesně vyrobeném kanálu může dojít ke škrčení proudu a tím i snížení jeho vírového účinku. Má přibližně o 1% lepší plnicí účinnost oproti šroubovému kanálu. **Šroubový kanál** napomáhá, stejně jako tangenciální kanál, lepšímu rozvíření vzduchu ve válci a tím i optimálnímu průběhu hoření. Používá se u vznětových motorů s přímým vstřikováním. Jeho specifickým tvarem dokáže vytvořit rotaci vzduchu už v samotném kanálu. To se projevuje existencí tečné složky výtokové rychlosti na obvodě ventilového sedla a tím dochází k výraznějšímu nárůstu vírového účinku už od malých zdvihů sacího ventilu. Nevýhodou je větší odpor při sání a jeho výška zvyšující rozměry hlavy. V dnešní době, kdy se nejčastěji používá čtyř ventilová technika (tzn. čtyři ventily na válec – dva sací a dva výfukové ventily) se používá kombinace kanálů. Například jeden tangenciální a jeden přímý, kde v nízkých otáčkách při malém zatížení je otevřen jen tangenciální kanál a při vysokých otáčkách a vysokém zatížení je otevřen i přímý kanál.



Obrázek 1.5 Sací kanál a jeho řezné roviny

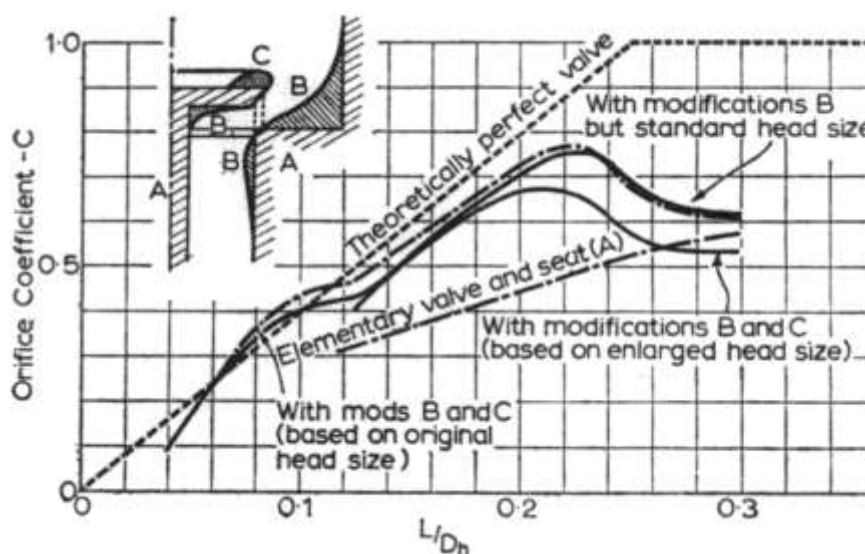
## 1.8 Sací ventil a sedlo ventilu

Sací ventily (i výfukové ventily) a sedla ventilů jsou značně namáhaná část spalovacího motoru. Ventily jsou namáhány tepelně, dynamickými silovými účinky a korozními vlivy po délce ventilu. Mají za úkol utěsnit spalovací prostor a zajistit výměnu náplně válce.



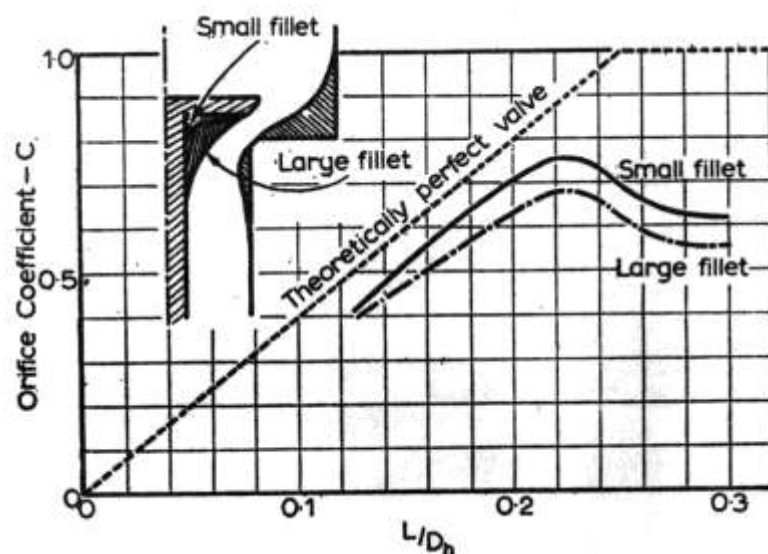
Obrázek 1.6 Vliv průměru sacího kanálu a průměru ventilu na průtokový součinitel

Při plně otevřené škrtkové klapce je prostor mezi sacím ventilem a ventilovým sedlem místem, kde jsou proudící plyny nejvíce škrteny při malých zdvizech, proto je nutné věnovat konstrukčnímu návrhu značnou pozornost. Změna tvaru ventilu a sedla má značný vliv na proudění.



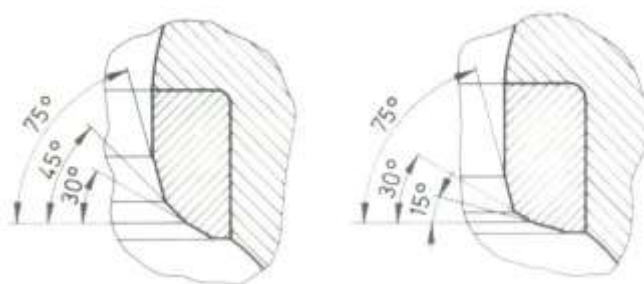
Obrázek 1.7 Vliv tvaru sacího kanálu na průtokový součinitel





Obrázek 1.8 Vliv zaoblení přechodu hlava - dřík na průtokový součinitel

Některé změny jako průměru sacího kanálu a průměru ventilu na průtokový součinitel můžeme vidět na obr. 1.7, 1.8 a 1.9. Nejčastěji jsou sací ventily vyrobeny z chromo-křemičité oceli. Sedlo ventilu je zakončením sacího kanálu a právě na něj dosedá ventil a tím zatěsňuje spalovací prostor. Sedlo ventilu může být vyrobeno přímo v materiálu hlavy motoru nebo nalisováno z odolných materiálů do hlavy. Dosedací plocha sedla ventilu je pod úhlem  $45^\circ$  a dále je zde ještě několik úhlů, jak je možné vidět na obr. 1.9 z důvodu lepšího proudění plynů.



Obrázek 1.9 Uhly sedla ventilu



## 2 Plnící účinnost a plnění válce

V dnešní době jsou kladeny veliké nároky na spalovací motory. Všichni výrobci podléhají emisním normám, které musí splnit, pokud chtějí svá vozidla uvést na trh. Jejich cílem je snížit spotřebu paliva a tím i snížit produkci emisí. Toho lze u vozidla dosáhnout například snížením váhy nebo zlepšením aerodynamiky vozidla. U spalovacího motoru lze také snižovat produkci škodlivin úpravou některých parametrů jako je zmenšení objemu motoru nebo snížení počtu válců. Tyto změny ale snižují výkon a to výrobci nechtějí. Budeme vycházet ze základního vzorce pro výpočet **efektivního výkonu motoru**:

$$P_e = \frac{p_e V_z n i}{\tau} \quad [W] \quad (2.1)$$

kde:

- $p_e$  [Pa] – střední efektivní tlak působící na píst
- $V_z$  [m<sup>3</sup>] – zdvihový objem jednoho válce
- $n$  [s<sup>-1</sup>] – otáčky motoru
- $i$  [-] – počet válců
- $\tau$  [-] – taktnost motoru (pro dvoudobý motor  $\tau=1$ , pro čtyřdobý motor  $\tau=2$ )

Jestliže se podíváme na vzorec pro výpočet efektivního výkonu, tak jednou z možností, jak dosáhnout u spalovacího motoru stejného nebo vyššího výkonu, při zmenšení objemu nebo počtu válců, je zvýšit střední efektivní tlak.

**Střední efektivní tlak** se vypočítá podle vztahu:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_m \eta_i \quad [Pa] \quad (2.2)$$

kde:

- $H_u$  [J/kg] – dolní výhřevnost paliva
- $\sigma_t$  [-] – teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
- $\lambda_z$  [-] – spalovací součinitel přebytku vzduchu
- $\rho_{pl}$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota plnicího vzduchu
- $\eta_{pl}$  [-] – plnící účinnost motoru
- $\eta_m$  [-] – mechanická účinnost motoru
- $\eta_i$  [-] – indikovaná účinnost motoru

Pokud budeme brát v úvahu určité palivo s určitým chemickým složením a tím pádem i teoretickým směšovacím poměrem, výhřevností, tak hlavní vliv na změnu středního efektivního tlaku má hustota plnicího vzduchu, mechanická účinnost, indikovaná účinnost a plnící účinnost.

**Plnící účinnost** je jednou z bezrozměrných veličin, které nám říkají něco o spalovacím motoru. Naším cílem je získat ze spalovacího motoru co nejideálnější průběh točivého momentu a výkonu. Jednou z veličin, které na to mají velký vliv, je právě plnící účinnost, kde je snaha abychom do válce dostali co největší množství vzduchu nebo směsi. Je to poměr hmotnosti skutečné náplně válce k teoretické hmotnosti náplně válce.



Vztah pro výpočet plnicí účinnosti:

$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_H \rho_{pl}} \quad [-] \quad (2.3)$$

kde:

$m_z$  [kg] – hmotnost čerstvé náplně ve válci  
 $V_H$  [m<sup>3</sup>] – zdvihový objem jednoho válce  
 $\rho_{pl}$  [kg·m<sup>-3</sup>] – hustota plnicího vzduchu

U motorů čtyřdobých atmosférických se plnicí účinnost pohybuje mezi 0,7 a 0,95. U čtyřdobých přeplňovaných motorů se pohybuje plnicí účinnost mezi 1,2 a 1,6. Tady je vidět, že u nepřepřňovaných motorů nedosáhneme účinnosti 1, kdežto u přeplňovaných dokážeme do válce dostat více vzduchu než je teoretický objem válce. Přeplňování může mít u zážehových motorů i svá úskalí, například když bude počáteční tlak příliš vysoký, tak při kompresi tento tlak bude dál růst, až směs dosáhne teploty samozápalu (detonační hoření). To je nežádoucí, protože při detonačním hoření postupuje čelo plamenu mnohonásobně rychleji, než při normálním průběhu hoření. To má za následek větší namáhání klikového mechanismu. Při extrémním detonačním hoření může dojít až k průrazu pístu. Toho problému se lze zbavit například snížením kompresního poměru.

Výhody přeplňování:

- Snížení měrné spotřeby
- Snížení škodlivin ve výfukových plynech
- Zvýšení točivého momentu a výkonu
- Zvýšení plnicí účinnosti

Nevýhody přeplňování:

- Větší mechanické namáhání
- U kompresorů nutnost odebírat výkon pro pohon kompresoru
- Nákladnější výroba

V dnešní době lze motory přeplňovat dvěma způsoby:

- Mechanické přeplňování
- Dynamické přeplňování

## 2.1 Mechanické přeplňování

Jde o přeplňování pomocí přídavného zařízení, které nám dodává potřebný vzduch a tím zvyšuje množství vzduchu naplňující válec. Mechanické přeplňování lze rozdělit do dalších dvou podskupin:

- Přeplňování kompresorem
- Přeplňování turbodmychadlem

### 2.1.1 Přeplňování kompresorem

Přeplňování pomocí kompresoru se používalo už ve 30. letech v motorsportu. U kompresorů je točivý moment potřebný k pohonu přiveden z klikového hřídele pomocí ozubených kol, řemenu nebo řetězu. Tento typ přeplňování je spolehlivý a jednoduchý. Díky přímé závislosti mezi otáčkami kompresoru a otáčkami motoru je v sání plynulý nárůst plnicího tlaku. Motory



s přeplňováním pomocí kompresoru se vyznačují plochou křivkou točivého momentu a lineárním chodem. Velkou nevýhodou je, že při vyšších otáčkách odebírá kompresor značný výkon z klikového hřídele. Kompresory jsou v určitých provedeních:

- Rootsovo dmyhadlo
- Lysholmovo dmyhadlo
- G-dmyhadlo
- Comprex
- Rotrex



Obrázek 2.1 Rootsovo dmyhadlo

### 2.1.2 Přeplňování turbodmychadlem

V dnešní době je snaha o co nejmenší spotřebu paliva a tím i co nejméně vyprodukovaných emisí spalovacím motorem, proto se snaží výrobci, co nejvíce zmenšovat objem motoru při zachování stávajícího výkonu (downsizing). Toho je velmi těžké dosáhnout, proto volí řada výrobců přeplňování motoru pomocí turbodmychadla, aby tím dosáhli větší plnicí účinnosti a tím i lepšího spalování. Počátek turbodmychadel se datuje do roku 1905, kdy byl vytvořen první patent.



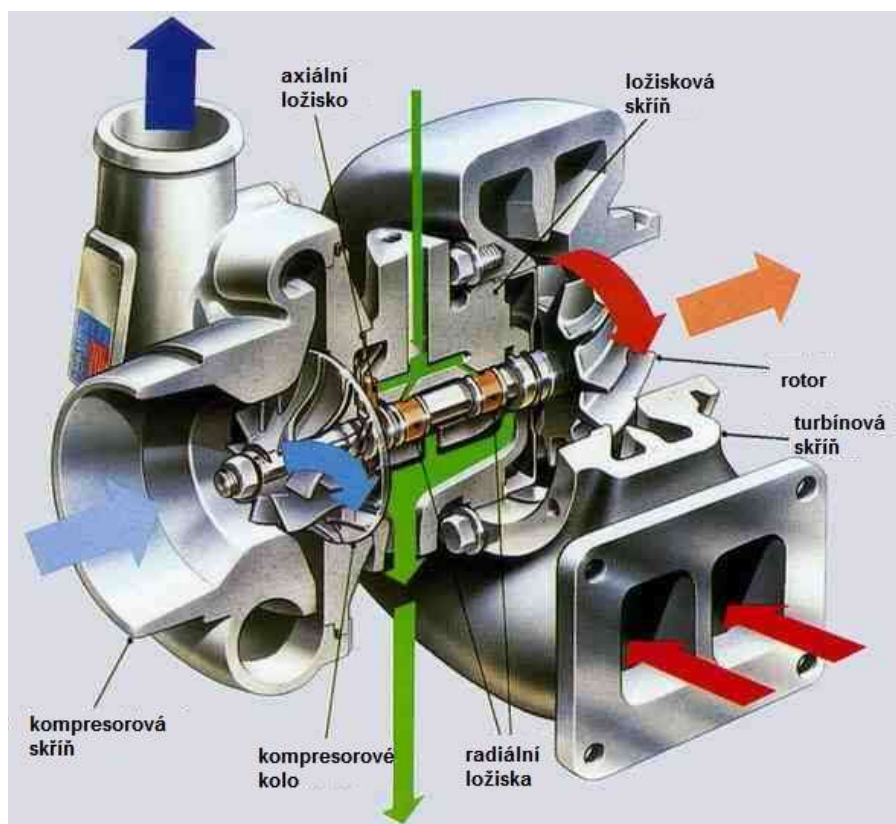
Obrázek 2.2 Turbodmychadlo



Turbodmychadlo se skládá ze tří hlavních částí, kompresorové části, centrální části a turbínové části. Proudící vzduch vstupuje do vzduchového filtru a následně vstupuje do kompresorové části turbodmychadla, kde je stlačován. Tím se zvýší jeho teplota, což je nežádoucí, proto je vložen za kompresor chladič stlačeného vzduchu, který teplotu stlačeného vzduchu zase sníží. Následně proudí stlačený vzduch sacím potrubím a sacím kanálem a vstupuje do válce. Po spálení směsi ve válci proudí horké výfukové plyny výfukovým kanálem, následně svody a vstupují do turbínové části turbodmychadla, kde roztáčí turbínové kolo. Turbodmychadlo využívá část energie proudících horkých výfukových plynů, kterou by jinak spalovací motor nevyužil. Tyto výfukové plyny mají vysokou teplotu a velký tlak, který je právě využíván k roztočení turbínového kola, a následně tyto plyny odcházejí do výfuku. Turbína bývá nejčastěji umístěna co nejbližší k motoru, aby nedocházelo k teplotním a tlakovým ztrátám.

### 2.1.2.1 Části turbodmychadla

Turbodmychadlo se skládá z několika částí, kde těmi nejdůležitějšími jsou oběžná kola, turbínové a kompresorové. Obě kola jsou umístěna na společné hřídeli. Tím, že je turbínové kolo umístěno přímo ve výfukovém potrubí a je tedy vystavováno vysokým teplotám (i přes 1000°C), tak je vyráběno z žárupevných ocelí. Oproti tomu je kompresorové kolo vyráběno ze slitin hliníku. Obě kola musí být vyrobená s vysokou přesností, protože se mohou otáčet až rychlostí 250 000 min<sup>-1</sup>, kdyby měla sebemenší nepřesnost, tak by došlo k nevyvážení a následnému porušení nebo spíše zničení celého turbodmychadla.



Obrázek 2.3 Části turbodmychadla

Hřídel spojující obě oběžná kola bývá uložena buď v kluzných ložiscích, nebo valivých ložiscích (většinou je hřídel uložena ve dvou ložiscích radiálních a jednoho axiálního).



Výhodou valivých ložisek jsou menší třecí ztráty a tím i nižší nároky na mazání. Ložiska jsou uložena v centrální části turbodmychadla, kam je také přiveden olej určený k mazání celé soustavy ložisek. Olej má zároveň i s mazáním za úkol odvádět teplo, které vzniká od teplých výfukových plynů. Kdyby vzniklé teplo nebylo odváděno, tak by docházelo k velkému přestupu tepla až do kompresorové části a tím i k nadměrnému ohřívání nasávaného vzduchu, což je nežádoucí.

Turbodmychadlo může být v některých případech chlazeno i vodou. Centrální část turbodmychadla musí být také dobře utěsněna, aby nedocházelo k úniku oleje nebo aby nedocházelo k průniku horkých výfukových plynů do centrální části. K utěsnění se používají nejčastěji kroužky (podobné pístním kroužkům) nebo O-kroužky či více ploché labyrintové ucpávky. Turbínová část může také obsahovat součásti pro regulaci, jako například VNT mechanismus, obtokový ventil (wastegate) a další.

### 2.1.2.2 Rovnotlaké a impulsní přepřňování

U turbodmychadel můžeme rozlišovat dva typy přepřňování, a to rovnotlaké a impulsní. U rovnotlakého jsou přiváděny k turbíně výfukové plyny o stálém tlaku a stálé teplotě. U impulsního přepřňování jsou výfukové plyny přiváděny ve formě tlakových a teplotních impulsů.

**Rovnotlaké přepřňování** využívá výfukové potrubí, kde se vývody ze všech válců spojují do jednoho a svody mají větší průřez a jsou delší. Díky tomu dochází k ustálení tlaku a zániku pulzací v potrubí. Cílem tohoto typu přepřňování je využití hlavně tepelné a tlakové energie výfukových plynů. Nejčastěji můžeme tento typ přepřňování vidět u stacionárních nebo lodních motorů.

U **Impulsního přepřňování** se snažíme využít teplotních a tlakových pulzací výfukových plynů pro roztočení turbíny, které vznikají pracovním cyklem spalovacího motoru. Aby zůstaly tyto pulzace zachovány, tak se svody konstruují co nejkratší s co nejmenším průměrem, aby byl objem potrubí co nejmenší. Do turbíny se výfukové plyny přivádí od jednotlivých skupin válců zvlášť, aby se pulzace od válců navzájem nerušily. Tento typ přepřňování můžeme vidět u motorů s nízkými plnicími tlaky nebo u vysoce přepřňovaných motorů, kdy spalovací motor pracuje v částečných zatíženích, a potřebujeme rychlou reakci turbíny na změnu zatížení.

### 2.1.2.3 Regulace přepřňování

Jelikož jsme schopni komponenty naladit jen na úzké spektrum charakteristik, musíme je přizpůsobit danému režimu motoru (velkému rozsahu otáček). Cílem je najít optimální regulaci a parametry turbodmychadla, abychom dosáhli co nejlepšího naplnění válce v co největším spektru otáček a i co největšího výkonu a co nejideálnějšího průběhu točivého momentu. Máme několik typů regulace.

#### a) Odpouštění výfukových plynů před turbínou (Wastegate)

Jedním z prvních typů regulace a dnes stále často používaný. Je navržen pro malé rozměry turbíny, která se snadno roztáčí a již při nižších otáčkách dokáže dosáhnout optimálního plnicího tlaku. Aby bylo možné dosáhnout dobrého plnění i ve vysokých otáčkách, tak je před





turbínou klapka, která spojuje vstup a výstup turbínové části turbodmyhadla a umožní části výfukových plynů „obtéct“ turbínu.

b) Změna natočení směrové řídící klapky

Regulace zde funguje na jednoduchém principu změny rychlosti proudění výfukových plynů při změně průtočného průřezu. Na vstupu do turbínové části je umístěna směrová klapka, která díky změnám natočení mění i průtočný průřez a tím i rychlost proudění výfukových plynů. Při nízkých otáčkách klapka zmenší průtočný průřez a tím urychlí proudící plyny a tím se rychleji roztočí samotná turbína. Při postupném zvyšování otáček se klapka postupně otevírá a tím se zvětšuje průtočný průřez.

c) Variabilní geometrie lopatek (VNT/VGT)

Zde se mění buď natočení lopatek statoru turbíny (VNT) nebo změna šířky statoru turbíny (VGT). U natáčení lopatek statoru turbíny (VNT) se mění natočení lopatek rozmístěných po obvodu statoru turbínového kola. Tím se mění výstupní průtočný průřez ze statoru (průtočný průřez rotoru je konstantní) a tím i rychlost proudících výfukových plynů a výkon turbíny. U změny šířky statoru turbíny (VGT) se mění geometrie statoru pomocí axiálně posuvného rozváděcího kola s lopatkami, které se zasouvají do prstence v protilehlé stěně. Oproti VNT se zde lopatky nenatáčejí. Turbínou zde protéká celý objem výfukových plynů a lopatky jsou v takové poloze, aby bylo možné využít co největší množství energie způsobené výfukovými plyny.

## 2.2 Dynamické přeplňování

Jednou z možností, jak docílit větší plnicí účinnosti je využití právě dynamického přeplňování. Podstatou je, aby byla správně navržena délka a objem sacího potrubí tak, aby se dalo využít dynamiky proudících plynů a ve výsledku byla vyšší plnicí účinnost. Objem sacího potrubí musí být stejný nebo větší než je zdvihový objem válce. Zde můžeme rozdělit dynamické přeplňování na dva typy:

- a) Pulzační přeplňování kmity v potrubí
- b) Rezonanční přeplňování
- c) Kombinované přeplňování

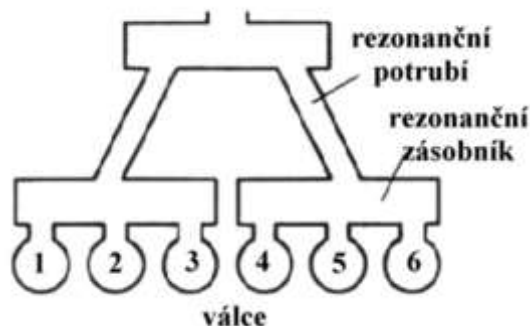
U **pulzačního přeplňování kmity** má každý válec samostatné sací potrubí. Princip je takový, že při sací fázi se píst pohybuje směrem dolů a v místě nad pístem se začne tvořit podtlak. Tímto vznikne podtlaková vlna, která se šíří rychlostí zvuku sacím kanálem a následně sacím potrubím. Tato podtlaková vlna se šíří až k volnému konci potrubí, kde naráží na rozdílný tlak (přibližně atmosférický tlak). Zde se podtlaková vlna odráží a mění na přetlakovou a směřuje sacím potrubím zpátky k válci. Pro co nejlepší odrazení podtlakové vlny musí být vhodně tvarované vstupy potrubí, tzv. bez odporové vstupy.

Délka sacího potrubí musí být navržena tak, aby přetlaková vlna dorazila k sacímu ventilu v době mezi dolní úvratí a uzavřením sacího ventilu. V době mezi dolní úvratí a uzavřením ventilu směřuje píst proti pohybu přetlakové vlny, to má za následek velký tlakový spád v prostoru před ventilem a tím dojde k lepšímu naplnění válce i proti pohybu pístu.

K **rezonančnímu přeplňování** dochází tehdy, pokud se budící frekvence sání daná otáčkami shoduje s frekvencí kmitů vln ve sloupci plynu. Tento jev způsobuje další dynamické plnění válce. Na obr. 2.4 můžeme vidět šestiválcový motor, který je rozdělen do dvou skupin. Válce



jsou spojeny pomocí krátkých potrubí s rezonanční komorou a ta je spojena potrubím se sběrným zásobníkem. K přeplňování se využívá válce, který v sání předchází válci, který chceme naplnit. K vybuzení rezonančního jevu slouží impuls, který je vybuzen uzavíráním sacího ventilu.



Obrázek 2.4 Rezonanční potrubí

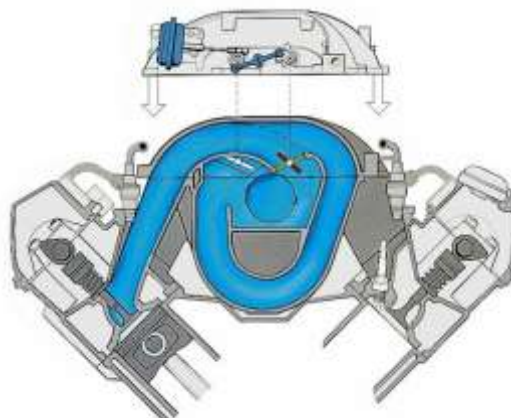
Rozsah otáček, kde lze využít rezonančního a pulzačního přeplňování je úzký a při provozování mimo tyto otáčky klesá plnicí účinnost. Jestliže chceme pokrýt celé spektrum otáček je vhodné tyto systémy kombinovat a tím měnit délky sacího potrubí nebo objemy sběrného potrubí. Používá se několik možností, jak přepínat sací potrubí, tím měnit jeho parametry a tím docílit lepší plnicí účinnosti.

Obecně platí, že pokud máme dlouhé a tenké sací potrubí, dosáhneme vyššího točivého momentu v oblasti nízkých otáček, ale nižšího výkonu v oblasti vysokých otáček a naopak, když budeme mít krátké a tlusté sací potrubí, tak dosáhneme vyššího výkonu v oblasti vysokých otáček ale za cenu nižšího točivého momentu v oblasti nízkých otáček. Velký objem sběrného potrubí zase vyvolává v určitém spektru otáček rezonanční efekt ale za cenu určité dynamické chyby.

V dnešní době existuje několik možností, jak dosáhnout změny délky a objemu sacího potrubí. Pomocí dvoustupňové regulace délky sacího potrubí, a to pro oblast nízkých otáček dlouhé potrubí, tak zvané momentové a pro oblast vysokých otáček krátké potrubí, tak zvané výkonové.

Realizaci dvoustupňové regulace délky sacího potrubí můžeme vidět na obr. 2.5, kde je uvnitř sacího boxu uložen labyrint, kde délky potrubí mění otevírání a zavírání řídicích klapek, které mohou být ovládány elektropneumaticky nebo elektricky podle aktuálního stavu otáček. Řídící klapky jednotlivých potrubí jsou uloženy na společné hřídeli. Tento typ změny délky potrubí můžeme vidět například u motoru Mercedes Benz SLk 6.





Obrázek 2.5 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí pomocí řídicí klapky



Obrázek 2.6 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí pomocí rotačního šoupátka

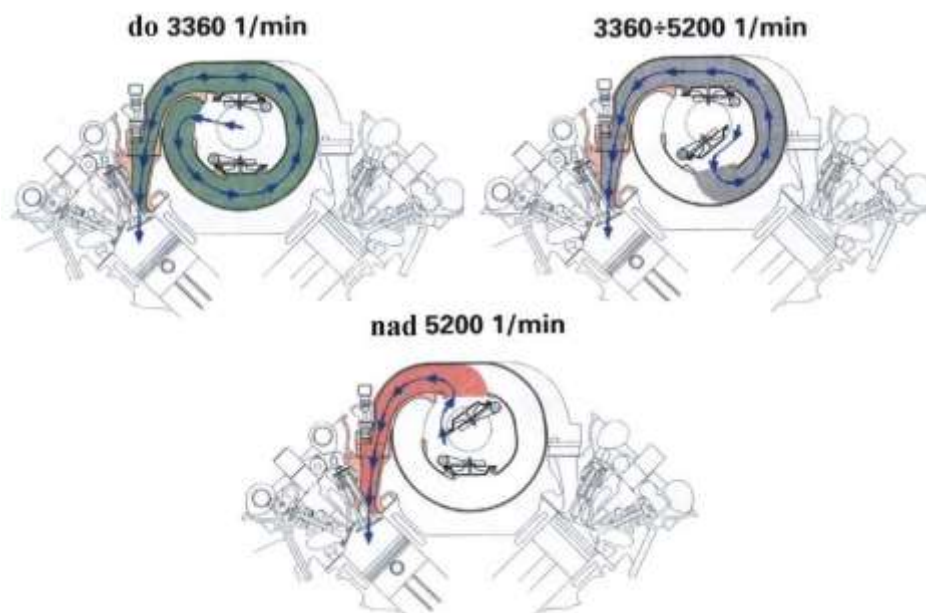
Další konstrukční řešení můžeme vidět na obr. 2.6, kde je změna délky sacího potrubí realizována pomocí rotačního šoupátka, také ovládána elektropneumaticky nebo elektricky. U obr. 2.7 můžeme vidět dvoustupňovou regulaci u motocyklového motoru, kde je změna délky uskutečněna pomocí nátrubků s hrdlem (bez odporové vstupy), které se při dosažení určitých otáček odpojí od stávajícího potrubí pomocí servomotoru a tím se délka sacího potrubí zkrátí.



Obrázek 2.7 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí motocyklového motoru

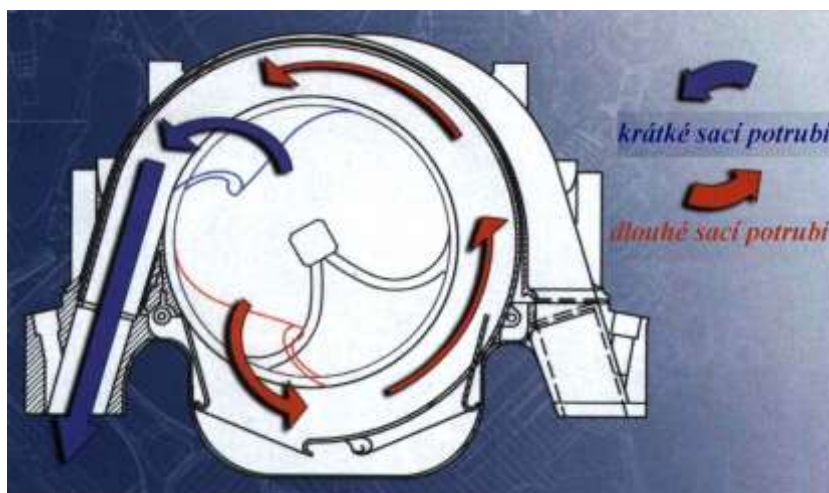


Můžeme mít také třístupňovou regulaci délky sacího potrubí, kde máme dlouhé sací potrubí pro oblast nízkých otáček, středně dlouhé pro oblast středních otáček a krátké pro oblast vysokých otáček. To můžeme vidět realizováno na obr. 2.8, princip je obdobný jako u dvoustupňové regulace s labyrintem uloženým v sacím boxu, akorát je zde o jednu řídicí klapku na válec navíc.



Obrázek 2.8 Třístupňová regulace délky sacího potrubí

Jednou z dalších možností změny délky potrubí je plynulá změna délky sacího potrubí, kde se délka potrubí mění v závislosti na otáčkách motoru (obr. 2.9 a 2.10). Plynulou regulaci můžeme vidět u motoru BMW V8. U plynulé změny délky sacího potrubí je velkou výhodou to, že pro každé otáčky motoru máme optimální délku sacího potrubí. Díky tomu lze dosáhnout velké plnící účinnosti a tím i lepšímu průběhu točivého momentu. Nevýhodou může být složitější konstrukční řešení, kde je sací potrubí řešeno pomocí otočných labyrintů, které se v závislosti na otáčkách a natožení škrtkové klapky otáčejí a tím mění délku sacího potrubí. Další nevýhodou může být větší zástavbový prostor.

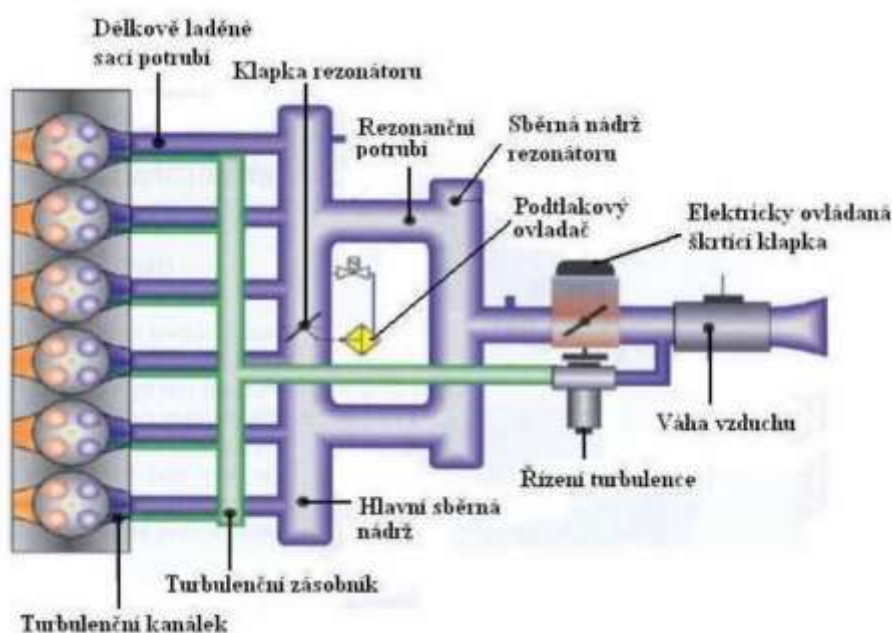


Obrázek 2.9 Plynulá změna délky sacího potrubí pomocí otočných labyrintů



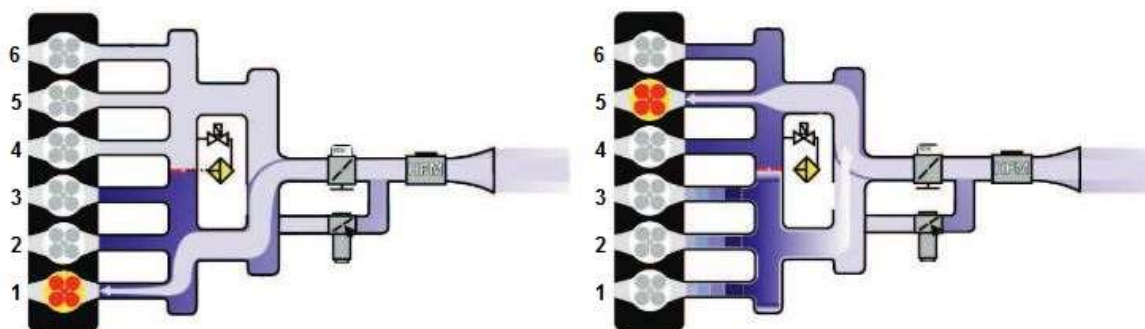
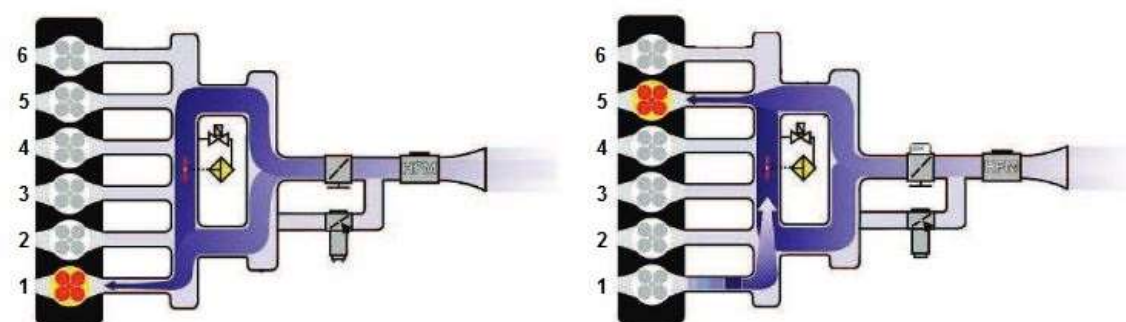
Obrázek 2.10 Plynulá regulace délky sacího potrubí u motoru BMW V8

U motorů s dvěma a více sacími ventily na válec (například řadový čtyřválec s šestnácti ventily, to znamená čtyři ventily na válec – dva sací a dva výfukové), může mít každý ventil svůj vlastní sací kanál o různých délkách, a to kratší kanál s větším průřezem (výkonový) a delší kanál s menším průřezem (momentový). V oblasti nižších otáček je otevřený pouze delší kanál a kratší je uzavřený, při dosažení určitých otáček se otevírá kratší kanál. Na obr. 2.11 můžeme vidět kombinované sací potrubí o dvou stupních od BMW využívající jak rezonančního přepínání, tak pulzačního přepínání kmitů v potrubí. Tento systém je ovládán řídicí jednotkou, která podle otáček a úhlu otevření škrtkové klapky otevírá nebo zavírá regulační klapku, která rozděluje sběrné potrubí. Při uzavřené regulační klapce musí vzduch urazit delší dráhu (momentové potrubí pro oblast nízkých otáček) a při uzavřené regulační klapce kratší dráhu (výkonové potrubí pro oblast vyšších otáček). Princip činnosti můžeme vidět na obr. 2.12 a 2.13.

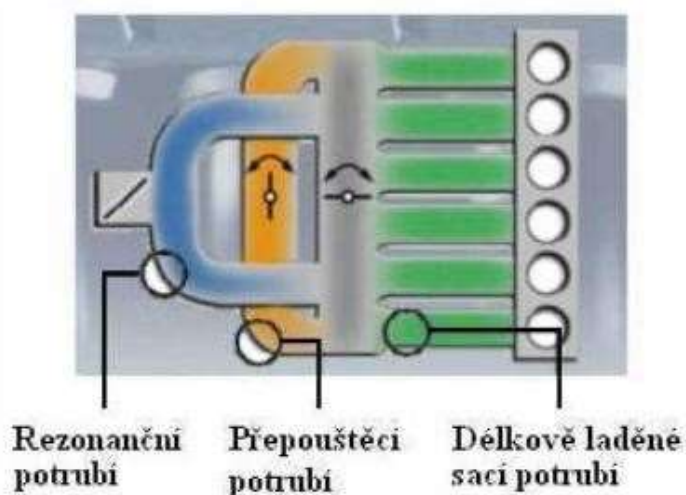


Obrázek 2.11 Systém regulace sacího potrubí DISA motoru BMW




 Obrázek 2.12 Princip funkce nízkých a středních otáček do 3750 min<sup>-1</sup>

 Obrázek 2.13 Princip funkce u středních a vysokých otáčkách nad 3750 min<sup>-1</sup>

Na obr. 2.12 je uzavřená řídicí klapka a tím musí urazit vzduch delší dráhu (momentové potrubí), při otevření řídicí klapky na obr. 2.13 musí vzduch urazit kratší dráhu (výkonové potrubí). Hlavní výhodou tohoto přeplňování je jednoduchost řešení použití dvoustupňové regulace řízené jednou řídicí klapkou.

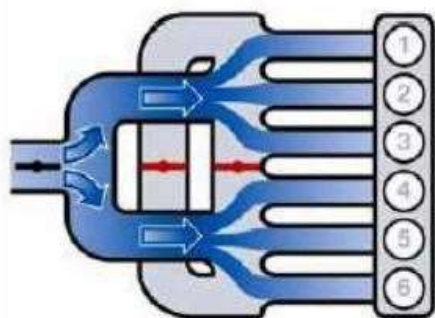


Obrázek 2.14 Další systém regulace sacího potrubí motoru BMW

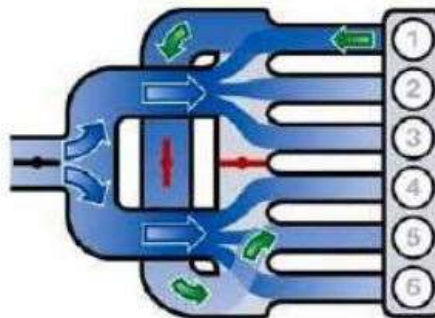
Při pohledu na obr. 2.14 můžeme vidět další kombinované sací potrubí od BMW, v tomto případě ale o třech stupních. Kde u prvních dvou stupňů se využívá rezonančního



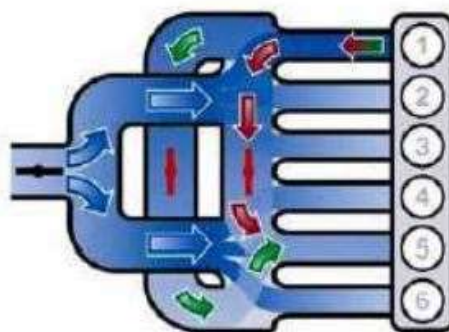
přepřívání. Princip můžeme vidět na obr. 2.15, 2.16 a 2.17. Při volnoběžných a nízkých otáčkách jsou obě regulační klapky uzavřeny a vzduch musí urazit nejdelší trasu. Pro oblast středních otáček se otevírá regulační klapka přepouštěcího potrubí. U třetího stupně se využívá pulzačního přepřívání kmity. V tomto případě je otevřena ještě regulační klapka délkově laděného potrubí. To umožňuje dosáhnout optimálního průběhu točivého momentu a výkonu.



Obrázek 2.16 Volnoběžné a nízké otáčky



Obrázek 2.15 Střední pásmo otáček



Obrázek 2.17 Vysoké otáčky



## 3 Fyzikální zákony a vlastnosti proudění tekutin

### 3.1 Definice tekutin

Jsou to takové látky, které nejsou schopny odolat působení smykového napětí a začínají téct. Tekutiny můžeme rozdělit do dvou skupin, a to na stlačitelné a nestlačitelné, kde u stlačitelných se mění, v závislosti na teplotě a tlaku jejich hustota a u nestlačitelných zůstává hustota konstantní. V sání spalovacího motoru se jedná o stlačitelné tekutiny, tedy o plyny. Plyn je médium, ve kterém jsou vzdálenosti mezi molekulami tak velké, že přitažlivé síly mezi nimi nedokážou udržet jeho tvar ani objem. Dále je dobré si definovat, co je to ideální plyn, reálný plyn a popřípadě vzduch. **Ideální plyn** je soustava dokonale elastických hmotných bodů, které mají nulový objem, jsou neustále v pohybu, nepůsobí na sebe přitažlivými silami, řídí se zákony pro ideální plyn a jeho fyzikální vlastnosti jsou konstantní. Kdežto **reálný plyn** se neřídí zákony pro ideální plyn, nemá konstantní fyzikální vlastnosti a je závislý na chemickém složení. Při pohybu molekul, které vzájemně na sebe působí silami, vzniká mezi nimi tečné napětí, tzv. viskozita. **Vzduch** je pak směs reálných plynů a přibližně se skládá z 78% dusíku, 21% kyslíku a 1% ostatních plynů.

### 3.2 Základní fyzikální vlastnosti plynů

Mezi základní fyzikální vlastnosti plynů patří teplota, tlak, hustota, viskozita a měrná tepelná kapacita.

#### 3.2.1 Teplota

Bývá nejčastěji označována  $t$  nebo při termodynamické (absolutní) teplotě  $T$ . Je to stavová veličina udávající aktuální stav zkoumané tekutiny. Teplotu lze vyjadřovat v různých jednotkách. Mezi nejznámější a nejpoužívanější patří: Celsiova teplota ( $^{\circ}\text{C}$ ), termodynamická (absolutní) teplota ( $\text{K}$ ) a Farhenheitova teplota ( $^{\circ}\text{F}$ ). Teplota je stavová veličina, která charakterizuje termodynamický stav jakékoliv makroskopické soustavy, v našem případě plynu. Udává míru pohybu molekul v látce. Při absolutní nule dojde k úplnému zastavení pohybu těchto molekul. Absolutní nula je v Celsiově stupnici rovna hodnotě  $-273,15^{\circ}\text{C}$  (termodynamická teplota je  $0\text{K}$ ). Třetí věta termodynamiky říká, že absolutní nuly nelze nikdy dosáhnout, ale jen velmi přiblížit a že je to vlastně teplota teoretická. Převod z Celsiovi teploty na termodynamickou (absolutní) teplotu:

$$t = T - 273,15 [^{\circ}\text{C}] \quad (3.1)$$

kde:

$T$  [K] – termodynamická (absolutní) teplota

#### 3.2.2 Tlak

Je to fyzikální veličina, která bývá označována  $p$ . Stejně jako teplota je to stavová veličina udávající aktuální stav zkoumané tekutiny. Její základní jednotkou je pascal ( $\text{Pa}$ ), ale můžeme se setkat i s jednotkami jinými, jako je například bar ( $\text{bar}$ ), technická atmosféra ( $\text{at}$ ) nebo fyzikální atmosféra ( $\text{atm}$ ).



Tlak udává velikost síly mezi molekulami látky působící na normálovou plochu. Obecně je dán vztahem:

$$p = \frac{dF}{dS} [Pa] \quad (3.2)$$

kde:

F [N] – působící síla

S [m<sup>2</sup>] – plocha, na kterou působí síla F

### 3.2.2.1 Atmosférický tlak

Těž barometrický je tlak  $p_a$ , který udává hodnotu tlaku obalu Země na určitém místě. Atmosférický tlak s nadmořskou výškou klesá. Není stálý, ale kolísá na daném místě zemského povrchu kolem nějaké určité hodnoty. Je závislý na teplotě, hustotě atmosféry, na nadmořské výšce atd. Díky snazšímu porovnání při výpočtech byl stanoven tzv. normální tlak vzduchu, jako průměrná hodnota tlaku vzduchu a je definován přesnou hodnotou:  $p_n = 101\,325\text{ Pa}$ .

### 3.2.2.2 Relativní tlak

Je to takový tlak, který je měřen od určitého referenčního tlaku, který je zvolen, nejčastěji od atmosférického tlaku.

### 3.2.2.3 Absolutní tlak

Jeho hodnota je měřena od absolutní tlakové nuly, tedy od absolutního vakua. Absolutní tlak má hodnotu ve vakuu rovnu nule.

### 3.2.2.4 Dynamický tlak

U ideální tekutiny proudící kolem tělesa by teoreticky platilo, že na těleso nepůsobí žádný dynamický tlak. Dynamický tlak je ten, kterým působí proudící reálná tekutina na relativně klidné těleso, které je touto tekutinou obtékáno. Tento tlak proudící reálné tekutiny působí proti pohybu a může způsobovat i vztlak (využíváno v letectví). Dynamický tlak je roven rozdílu celkového a statického tlaku. Dynamický tlak je dán vztahem:

$$p_d = p_c - p_s = \frac{1}{2} \rho v^2 [Pa] \quad (3.3)$$

kde:

$p_c$  [Pa] – celkový tlak

$p_s$  [Pa] – statický tlak

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota proudící tekutiny

$v$  [m/s] – rychlost proudící tekutiny



### 3.2.2.5 Statický tlak

Statický tlak je takový, který je způsoben tíhou tekutiny za relativního klidu. U plynů nemá takový význam, díky jejich malé hustotě, ale u kapalin se s ním musí počítat. Statický tlak se měří v proudící tekutině a je v celém průtočném průřezu stejný.

### 3.2.2.6 Celkový tlak

Je dán součtem statického a dynamického tlaku:

$$p_c = p_s + p_d [Pa] \quad (3.4)$$

### 3.2.3 Hustota

Stejně jako teplota a tlak patří hustota mezi stavové veličiny, které udávají aktuální stav zkoumané tekutiny. Je definována jako podíl hmotnosti homogenní látky a jejího objemu. Hustota dané látky se mění v závislosti na aktuální teplotě a tlaku.

$$\rho = \frac{m}{V} [kg/m^3] \quad (3.5)$$

kde:

m [kg] – hmotnost látky  
V [m<sup>3</sup>] – objem látky

### 3.2.4 Viskozita

#### 3.2.4.1 Dynamická viskozita $\eta$ [Pa\*s]

Pro ideální kapalinu má hodnotu rovnu nule. Je to další fyzikální veličina, která charakterizuje vnitřní tření tekutiny. Popisuje velikost smykového napětí mezi molekulami proudící tekutiny v závislosti na příčném rychlostním gradientu. Je především závislá na přitažlivých silách mezi částicemi v tekutině a dále pak na teplotě a tlaku.

$$\tau = \eta \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.6)$$

kde:

$\tau$  - smykové napětí  
 $\eta$  - dynamická viskozita  
 $\frac{\partial v}{\partial y}$  - gradient rychlosti ve směru kolmém na rychlost





### 3.2.4.2 Kinematická viskozita $\nu$ [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

Z praktického hlediska byla zavedena kinematická viskozita. Je to poměr dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} [\text{m}^2/\text{s}] \quad (3.7)$$

kde:

$\eta$  [Pa\*s] – dynamická viskozita

$\rho$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] – hustota tekutiny

## 3.3 Proudění

Při proudění se částice tekutiny pohybují v jednom směru. Proudění lze rozdělit, z časového pohledu, na stacionární a nestacionární. Při stacionárním (ustáleném) proudění má každá částice v tekutině stejnou rychlost, tedy rychlost proudění tekutiny se v čase nemění (je stálá). U nestacionárního proudění je tomu přesně naopak, tedy se změnou času se rychlost pohybu tekutiny mění. V sacím traktu je proudění nestacionární.

Trajektorii každé pohybující se částice nazýváme proudnice. Každá částice má svoji proudnici. V jakémkoliv libovolném bodu na proudnici je vždy v daném okamžiku vektor rychlosti tečný.

### 3.3.1 Laminární proudění

U laminárního proudění jsou proudnice jednotlivých částic tekutiny rovnoběžné. To znamená, že částice tekutiny proudí ve vrstvách a nedochází k pohybu napříč průřezem. Mezi jednotlivými vrstvami vzniká vlivem viskozity tření. Je obvyklé u tekutin, které mají vyšší viskozitu a pohybují se malou rychlostí. Profil proudění má tvar rotačního paraboloidu. Na stěnách se rychlost proudění blíží k nule a maximální rychlosti dosahuje tekutina uprostřed průtočného průřezu.

### 3.3.2 Turbulentní proudění

Při tomto typu proudění se proudnice jednotlivých částic tekutiny promíchávají. To znamená, že každá částice tekutiny vykonává, kromě posuvného pohybu, i složitý vlastní pohyb, díky kterému vznikají víry. Rychlosti jednotlivých částic nemají stejnou rychlost a mění se, navíc zde přibývá, kromě postupné složky rychlosti, ještě tzv. fluktuační (turbulentní) složka rychlosti. Tento typ proudění vzniká při vyšších rychlostech proudění. Na obrázku můžeme vidět rychlostní profil turbulentního proudění.



### 3.3.3 Reynoldsovo číslo

Je to bezrozměrné číslo, které charakterizuje chování proudící tekutiny. Pomocí výpočtu Reynoldsova čísla, můžeme při proudění tekutiny zjistit, zda se jedná o laminární proudění nebo turbulentní proudění. Vypočte se dle vztahu:

$$Re = \frac{\rho d v}{\eta} [-] \quad (3.8)$$

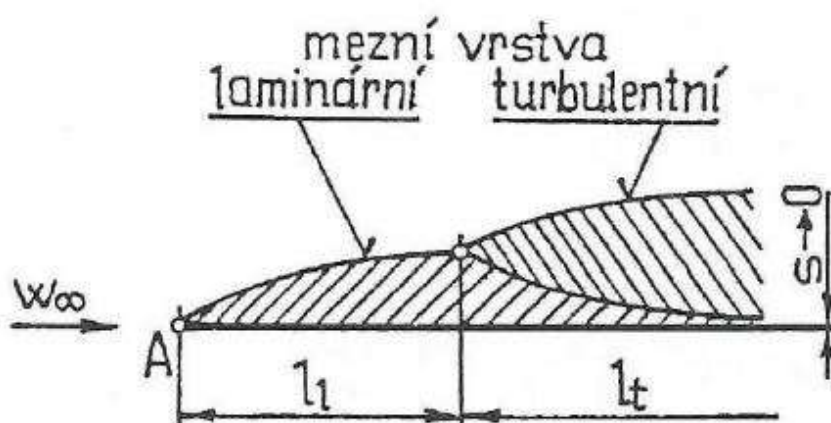
kde:

- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota proudící tekutiny
- $d$  [m] – průměr průtočného průřezu
- $v$  [m/s] – rychlost proudící tekutiny
- $\eta$  [Pa\*s] – dynamická viskozita

Pro různé kapaliny se experimentálně určuje kritická hodnota Reynoldsova čísla. Následně pokud je hodnota Reynoldsova čísla nižší než kritická hodnota, tak se jedná o laminární proudění, pokud je hodnota vyšší než kritická, tak se jedná o turbulentní proudění.

### 3.3.4 Mezní vrstva

Mezní vrstvu můžeme popsat na obtékání tenké rovinné desky, která je umístěna v rovnoběžném proudu tekutiny, přičemž proudnice má stejný směr jako deska. Před deskou mají všechny částice tekutiny stejnou rychlost i směr. Částice, které jsou na desce, mají nulovou rychlost. Částice proudící tekutiny obtékají částice s nulovou rychlostí, tím jsou proudící částice zpomalovány. Z části se jejich kinetická energie mění na teplo, díky tření, které zde vzniká. Oblast v blízkosti stěny, kde se mění rychlost částic (existuje gradient rychlosti) se nazývá mezní vrstva. Na obr. 3.1 můžeme vidět mezní vrstvu laminární, dále přechodovou a nakonec mezní vrstvu turbulentní.



Obrázek 3.1 Laminární a turbulentní mezní vrstva při odtrhnutí hrany



### 3.4 Fyzikální zákony proudění

#### 3.4.1 Machovo číslo

Machovo číslo udává poměr mezi rychlostí proudění a rychlostí zvuku v daném médiu. Je to bezrozměrná veličina.

$$M = \frac{v}{a_z} [-] \quad (3.9)$$

kde:

$v$  [m/s] – rychlost proudění média

$a_z$  [m/s] – rychlost zvuku daného média

#### 3.4.2 Rovnice kontinuity

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti v tekutinách, jinak řečeno rovnice kontinuity nám říká, že hmotnostní průtok kapaliny v různých místech téhož nerozvětveného potrubí je stejný. Pro jednorozměrné proudění je popsán rovnicí:

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial s} + \frac{\partial(\rho S)}{\partial t} = 0 \quad (3.10)$$

Kde první člen rovnice vyjadřuje konvektivní změnu hmotnosti a druhý vyjadřuje lokální změnu hmotnosti. Při ustáleném proudění je druhý člen roven nule a rovnici tak lze zjednodušit. Z toho vyplývá, že hmotnostní tok v každém průřezu je konstantní.

$$\rho S_T v = Q_m = konst. \quad (3.11)$$

kde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota média

$S_T$  [m<sup>2</sup>] – plocha průřezu potrubí

$v$  [m/s] – rychlost proudícího média

$Q_m$  [kg/s] – hmotnostní průtok média

#### 3.4.3 Eulerova rovnice hydrodynamiky

Vyjadřuje rovnováhu sil hmotnostních (objemových), které působí na tekutinu z vnějšku, tlakových (působících v tekutině) a setrvačných od vlastního pohybu částic dokonalé tekutiny. Při počítání se skutečnou kapalinou vznikají při proudění, kromě normálových napětí, i napětí tečná, které je nutno také zahrnout do podmínky rovnováhy sil, ale pokud hovoříme o ideálním proudění, tak se tato tečná napětí zanedbávají.

$$\frac{Dv}{Dt} = a_0 - \frac{1}{\rho} grad p \quad (3.12)$$

kde:

$\frac{Dv}{Dt}$  - vyjadřuje setrvačné síly pohybující se částice tekutiny (pro 1kg kapaliny)

$a_0$  - vyjadřuje tlakové síly (pro 1kg kapaliny)

$\frac{1}{\rho} grad p$  - vyjadřuje síly hmotnostní (objemové)



### 3.4.4 Bernoulliho rovnice

Vyjadřuje zákon zachování energie v kapalinách. Součet kinetické, tlakové a potenciální energie proudící kapaliny musí být roven nule, jak vyplývá z následující rovnice:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = 0 \quad (3.13)$$

kde:

- v [m/s] – rychlost proudícího média
- p [Pa] – tlak v proudícím mediu
- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota proudícího média
- g [m/s<sup>2</sup>] – gravitační zrychlení
- z [m] – výška

Pro proudění reálných kapalin v potrubí o různých průřezích musíme zahrnout i délkové a místní ztráty proudění a platí následující rovnice:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gh_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gh_2 + E_z \quad (3.14)$$

kde právě  $E_z$  vyjadřuje ztráty proudění.



## 4 Výpočtový model

Výpočtový model jsem sestavil v softwaru Lotus Engine simulation. Volil jsem jej díky jeho jednoduchosti ovládání, příjemnému uživatelskému prostředí, ale i tak dostatečné výpočtové přesnosti. Navíc na rozdíl od ostatních softwarů nabízí k výběru mnoho přednastavených hodnot. Jeho nevýhodou může být občasné spadnutí většinou z mě neznámých důvodů. Ještě se nabízel software GT Power od společnosti Technologies, ale ten byl podstatně složitější na ovládání bez možnosti výběru přednastavených hodnot nebo dalším softwarem by byl Wave od společnosti Richardo.



Obrázek 4.1 Úvodní obrazovka programu Lotus Engine Simulation

### 4.1 Program LOTUS ENGINE SIMULATION

Jedná se o počítačový program navržený společností Lotus Engineering a je zaměřen na výpočet výkonu, spotřeby spalovacích motorů, proudění plynů v potrubí, tlakových pulzací a dalších. Program se dělí do několika částí, a to:

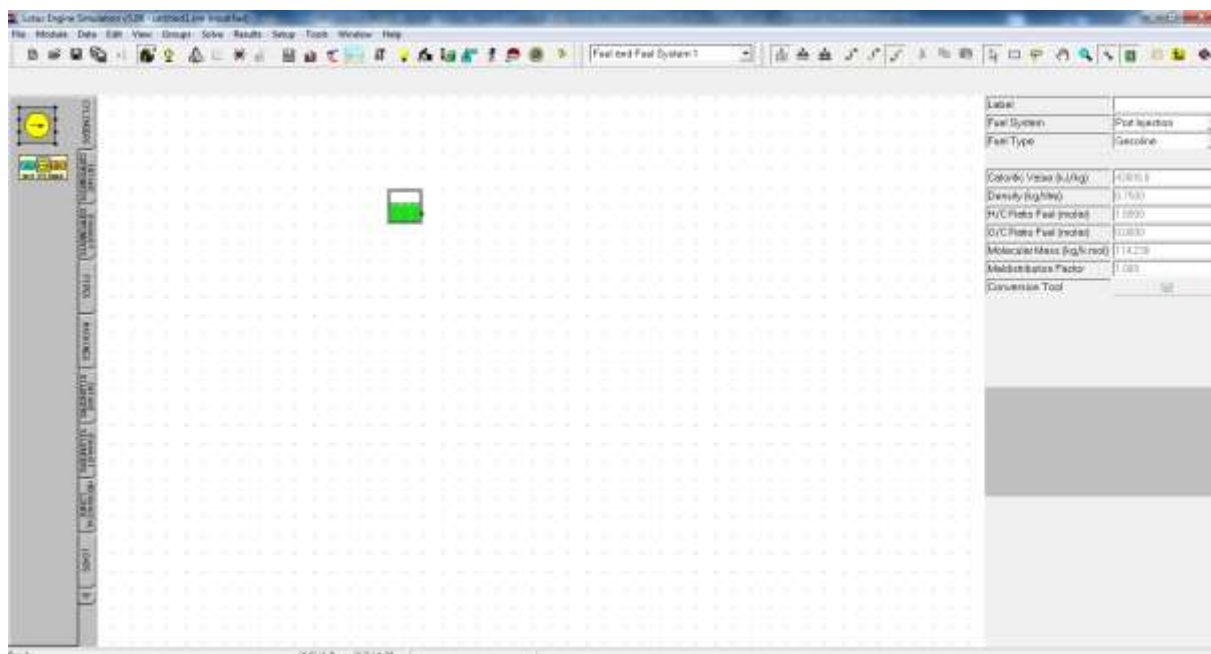
- Preprocesor
- Řešič
- Postprocesor
- Optimizer&parametrizer

#### 4.1.1 Preprocesor

Zde se zadávají základní parametry a prvky motoru, kde se motor skládá postupně z jednotlivých částí na pracovní plochu. Skládání je velmi intuitivní a program sám nabízí navazující části motoru. Program navíc neumožní poskládat nesmyslné pořadí jednotlivých částí. V pravé části obrazovky se doplňují parametry jednotlivých částí jako například zdvih, vrtání u válcové jednotky a dále pak otevírání ventilů nebo délky potrubí. Jak už bylo řečeno,



program nabízí k výběru mnoho přednastavených hodnot, jako je například výběr požadovaného paliva.



Obrázek 4.2 Pracovní plocha programu Lotus Engine Simulation

#### 4.1.2 Řešič

Řešič slouží k numerickému řešení pracující pomocí předem určených algoritmů a rovnic. Počítá děje, které se dějí uvnitř motoru, proudění v potrubí a mnoho dalšího. Řešič vyžaduje zadání počátečních podmínek, jako jsou atmosférický tlak, rozsah otáček, délku výpočetního kroku a další. Důležité je také před spuštěním řešiče definovat počet cyklů, které má program spočítat pro každý krok a také se definuje se také počet po sobě jdoucích konvergujících cyklů pro ukončení výpočtu. Program započne výpočet a výsledky dosadí do dalšího iteračního kroku, to se opakuje, dokud nedojde ke konvergenci (ustálení výsledků). Pokud dojde ke konvergenci, program pokračuje ve výpočtu dalšího kroku a to se opakuje, dokud nedojde k výpočtu všech kroků.

#### 4.1.3 Postprocesor

Tato část slouží k zobrazení a analyzování výsledků, které byly numericky vypočteny v řešiči. Při dokončení numerického výpočtu program nabídne možnost formy zobrazení výsledků. Zde se nachází textové zobrazení nebo grafické zobrazení, je možné vybrat i obě možnosti. Můžeme si nechat zobrazit vnější otáčkovou charakteristiku, míru konvergence, tlaky (v potrubí, ve válci) a další a to vše pro každý přednastavený výpočtový krok.

#### 4.1.4 Optimizer&parametrizer

Optimizer je modul Lotusu, který postupně mění parametry a provádí výpočty pro tyto stavy. Uživatel si nastavuje požadované parametry. Zadává se minimální, maximální hodnoty mezi kterými se optimizer pohybuje a dále krok, o který se pohybuje. Optimizer vypočítá jednotlivé hodnoty a ty následně oboduje podle vhodnosti. Parametrizer je rozdílný oproti optimizeru

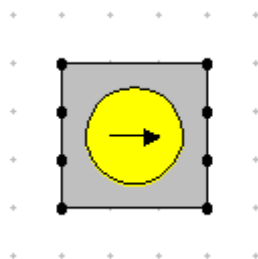


v tom, že sobě má nástroj na nalezení nejlepšího výsledku bez spočítání všech výpočtových kroků.

## 4.2 Návrh modelu motoru

Aby byl výpočtový model co nejpřesnější, tak je potřeba do programu Lotus engine simulation vložit co nejvíce vstupních parametrů. K tomu mi posloužila školní dílna, kde jsem si mohl některé parametry odměřit. Hodnoty pro prostupu tepla vložkou, simulaci hoření a další jsem nechal v programu Lotus přednastaveny, kvůli složitosti měření a dosáhnutí těchto požadovaných hodnot. V celém návrh modelu spalovacího motoru jsem se snažil o co nejpřesnější zadávání vstupních parametrů, aby výstupní výsledky byly co nejpřesnější. Tyto parametry jsem zjišťoval různými způsoby. Mnoho parametrů bylo možné vyčíst z dostupných zdrojů, jiné bylo potřeba odměřit ve školní dílně.

### 4.2.1 Válcová jednotka



Obrázek 4.3 Válcová jednotka

Válcová jednotka obsahuje mnoho nastavení, včetně nastavení zdvihu a vrtání. Na jednotlivé prvky, které jsem použil ve své práci, se přesněji podíváme v následujících kapitolách.

#### 4.2.1.1 Vrtání, zdvih, délka ojnice, kompresní poměr

Jako první jsem vložil modul válcové jednotky, kde bylo nutné vložit mnoho parametrů. Jako první jsem zadal pevné rozměry vrtání udávající průměr válce a zdvihu udávajícího rozměr od horní úvrati po dolní úvrať, kde vrtání je 86mm a zdvih rovněž 86mm tj. jedná se o čtvercový motor. Tyto hodnoty byly vyčteny z dostupné dokumentace. Po zadání těchto hodnot program sám dopočítal objem jednoho válce a to 0,49956 litrů a dále i objem všech válců dohromady. Jako další bylo potřeba zadat délku ojnice, kde jsem znovu vycházel ze známých hodnot vyčtených z dokumentace a to 139mm. Přesazení pístního čepu je u tohoto motoru nula. Dále jsem zadal kompresní poměr, který je dle dokumentace 11:1.



Label	default cylinder
Bore (mm)	86,0000
Stroke (mm)	86,0000
Cyl Swept Volume (l)	0,49956
Total Swept Volume (l)	1,99823
Con-rod Length (mm)	139,00
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	11,00
Clearance Volume (l)	0,049956
Phase (ATDC)	0,00

Obrázek 4.4 Nastavení válcové jednotky

#### 4.2.1.2 Model hoření ve válci

Dále bylo nutné definovat model hoření ve válci (Combustion Model). Základem pro přeměny energií ve spalovacím motoru je teplo, které vzniká právě prohoříváním směsi paliva se vzduchem. V ideálním pracovním cyklu je toto teplo uvolněno v nekonečně krátké době, ale tak tomu u skutečného pracovního cyklu není. Tato tepelná energie je předávána po určitou dobu a k tomu ještě nerovnoměrně.

Proto je velmi důležité znát průběh hoření směsi. Na tento průběh má velký vliv typ paliva, způsobem přípravy směsi a podmínkami ve válci při hoření. Vzhledem k tomu, že tento parametr je velmi těžko změřitelný, tak jsem zde nechal předdefinovanou hodnotu Wiebeho modelu hoření (Single Wiebe) s parametry  $A=10$  a  $M=2$ . Tyto parametry jsou stanoveny pomocí rovnic, které jsou založeny na experimentálně stanovených parametrech, kde parametr  $A$  je faktor vyjadřující podíl nespáleného paliva a parametr  $M$  vyjadřuje charakteristiku hoření. V tab. 4.1 můžeme vidět jednotlivé přibližné hodnoty Wiebeho parametrů pro různá paliva.

Palivo	A	M
1 – Benzín	10.0	2.0
2 – Nafta	6.9	0.5
3 - Metan	5.0	2.2
4 – Metanol	10.0	2.0

Tabulka 4.1 Hodnoty Wiebeho parametrů pro různá paliva

#### 4.2.1.3 Model přestupu tepla ve válci

Jako další se volí model přestupu tepla ve válci. Stejně jako model hoření ve válci je i tento parametr důležitý. Vzhledem k vysokým teplotám ve válci díky hoření směsi paliva a vzduchu, dochází při pracovním cyklu k přestupu tepla z prostoru válce do stěn spalovacího prostoru a naopak. Tento přestup tepla do stěn spalovacího prostoru je nežádoucí a je brán jako tepelná ztráta, která způsobuje snížení účinnosti. Dále také dochází k ohřívání nasávané směsi, což způsobuje snížení objemové účinnosti. Pro výpočet přestupu tepla ve válci jsem vybral Woschniho model, kde jsem nechal přednastavené hodnoty jednotlivých parametrů jak pro otevřený tak pro uzavřený cyklus, dle tabulky z nápovědy programu Lotus engine

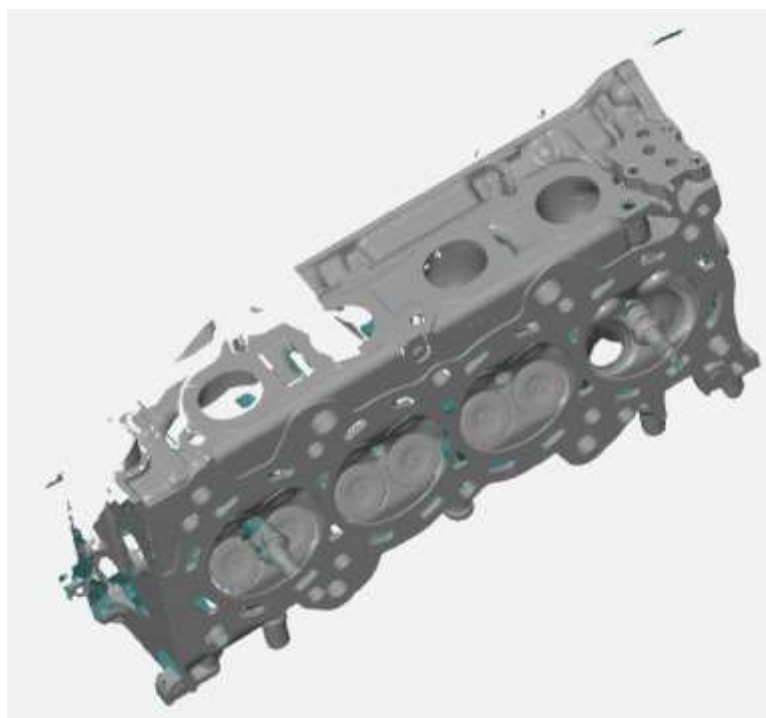




simulation. Hodnoty jednotlivých parametrů jsou stanoveny pomocí vztahů, které byly experimentálně odvozeny.

#### 4.2.1.4 Povrchy pracovního prostoru

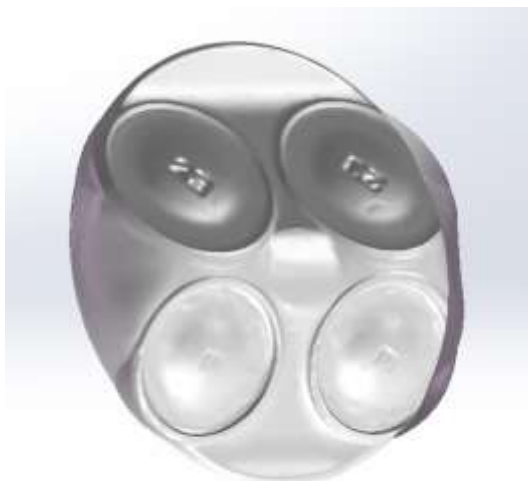
Nyní bylo nutné zadat poměry ploch ve spalovacím prostoru. Program Lotus engine simulation nabízí přednastavené hodnoty poměrů ploch. K přesnějšímu výpočtovému modelu ale bylo lepší tyto hodnoty odměřit. Vzhledem k tomu, že odměřování jednotlivých rozměrů jednoduchým posuvným měřítkem by bylo velice nepřesné, bylo lepší spalovací prostor naskenovat pomocí školního 3D skeneru. Tento model jsem si následně převedl do CAD software, kde jsem si mohl změřit jednotlivé požadované poměry ploch.



Obrázek 4.5 Model naskenované hlavy motoru

Zde jsou potřebné poměry ploch a jejich význam:

- a) Head/Bore – poměr povrchu pracovního prostoru v hlavě motoru a obsahu příčného průřezu válce
- b) Piston/Bore – poměr povrchu pracovního prostoru pístu a obsahu příčného průřezu válce
- c) Exp. Liner – vzdálenost dna pístu od dosedací plochy hlavy při horní úvrati
- d) No of Liner Segs – počet dílčích ploch vstupujících do výpočtu



Obrázek 4.6 Spalovací prostor v hlavě motoru

#### a) Určení parametru „Head/Bore“

Abych zjistil povrch plochy pracovního prostoru v hlavě motoru, tak jsem pomocí programu SolidWorks zrekonstruoval naskenovaný 3D model. Hodnota poměru povrchu pracovního prostoru v hlavě motoru a obsahu příčného průřezu válce jsem vypočítal pomocí následujícího vztahu:

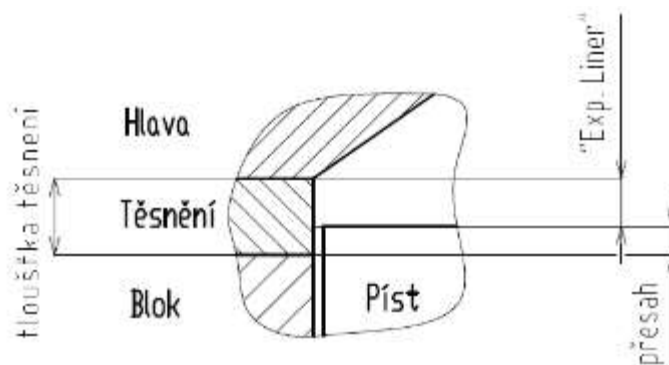
$$\frac{Head}{Bore} = \frac{7748,99}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{7748,99}{\frac{\pi 86^2}{4}} = 1,33[-] \quad (4.1)$$

#### b) Určení parametru „Piston/Bore“

Jako další bylo potřeba určit poměr povrchu pracovního prostoru pístu a obsahu příčného průřezu válce. Tento poměr se poté vypočítá pomocí následujícího vzorce:

$$\frac{Piston}{Bore} = \frac{6293,22}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{6293,22}{\frac{\pi 86^2}{4}} = 1,08[-] \quad (4.2)$$

#### c) Určení parametru „Exp. Liner“



Obrázek 4.7 Schéma, kde se nachází „Exp. Liner“



Hodnota parametru „Exp. Liner“ je rozměr v mm, který nám udává vzdálenost od horní hrany pístu, který je v horní úvrati, k spodní hraně hlavy válce. Tento rozměr je jasně patrný z obr. 4.7. Při známé tloušťce těsnění a známém přesahu pístu nad blok motoru následně jednoduše dopočítáme:

$$\text{Exp. Liner} = \text{tloušťka těsnění} - \text{přesah} = 0,8 - 0,4 = 0,4[\text{mm}] \quad (4.3)$$

#### 4.2.1.5 Materiál teplosměnných ploch

Jedna z dalších důležitých nastavení je výběr správného typu materiálu teplosměnných ploch. Vzhledem k tomu, že každý materiál má jiné vlastnosti vzhledem k tepelné vodivosti, musíme proto zvolit správný materiál. Program Lotus engine simulation má několik přednastavených typů materiálu, k výběru je zde i doplnění vlastního materiálu, konkrétně jeho tepelné vodivosti. Program po nás vyžaduje, abychom zadali typy materiálu tří základních částí a to materiál:

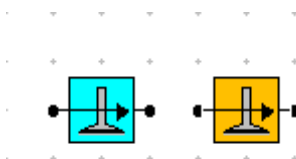
- Hlavy motoru (Head)
- Pístu (Piston)
- Vložky válce (Liner)

Zde jsem zadal pro hlavu motoru a pro píst slitinu hliníku a pro vložku válce také slitinu hliníku.

#### 4.2.2 Rozvodový mechanismus

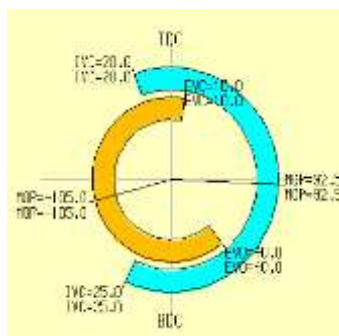
Další velmi důležitou částí výpočtového modelu je správné definování rozvodového mechanismu, který má velmi velký vliv na průběh točivého momentu, průběh výkonu, ale i na spotřebu a celkové naladění motoru. Správné načasování otevírání a zavírání ventilů a správné průtočné průřezy musí zabezpečit dobrou výměnu čerstvé směsi za spaliny a také musí zabezpečit co nejmenší tlakové ztráty.

##### 4.2.2.1 Sací a výfukové ventily



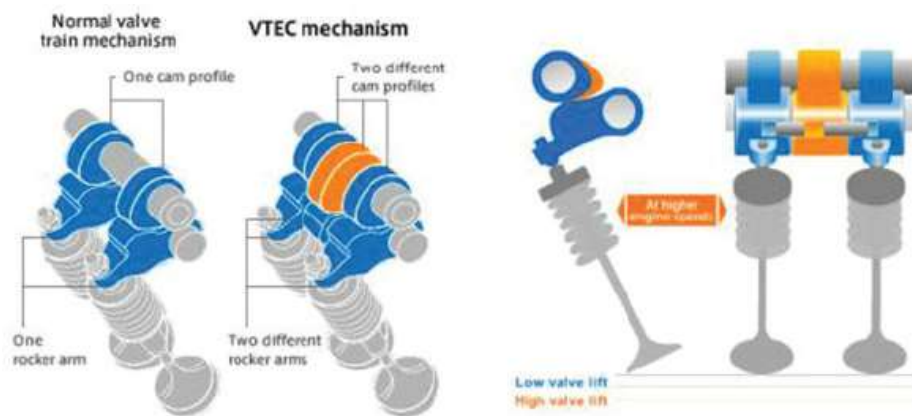
Obrázek 4.8 Vlevo sací ventil a vpravo výfukový

Pro sací i výfukový platí stejný postup a nastavuje se zde i stejný typ parametrů. Základem je připojení ventilů k válcové jednotce. U ventilů nastavujeme úhly, při kterých budeme otevírat a zavírat jak sací, tak i výfukové ventily. Dále zde nastavujeme maximální možný zdvih ventilů. Řádek s názvem „MOP (deg)“ nám říká, v kolika stupních pootočení klikového hřídele bude dosaženo maximálního zdvihu ventilu. Jako další lze nastavit, o jaký typ zdvihu ventilu se jedná. Je zde k výběru předdefinované dvě možnosti a to „Fast lift polynomial“ a „Slow lift polynomial“ a pak vlastní nastavení zdvihu ventilu, kde můžeme přímo nakonfigurovat vlastní zdvihovou křivku.



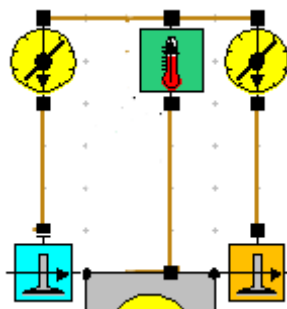
Obrázek 4.9 Příklad nastavení časování ventilů

Pro náš typ motoru, se mění zdvih ventilu při dosažení určitých otáček. Tento systém změny zdvihu se jmenuje systém VTEC. Jedná se o systém, kde se využívá dvou různých profilů vačky. Tento systém je ovládán hydraulicky s elektronickým řízením. VTEC tedy primárně mění zdvih ventilu. Každá dvojice ventilů má k dispozici tři vačky. Dvě s nízkým profilem a jednu společnou s vysokým zdvihem. Systém obsahuje tři ovládací vahadla. Krajní jsou pro nízký profil vačky a prostřední je pro vysoký profil vačky. Skrze vahadla je veden olejový kanál, který při nezatíženém stavu je průchozí skrz všechny tři vahadla. V tomto kanálu je dvojice synchronizační čepů, které mají za úkol spojovat a rozpojovat vahadla. Tímto se přepíná mezi nízkým a vysokým profilem vačky. Konkrétně pro nízké otáčky do přibližně  $5800 \text{ min}^{-1}$  pracuje motor s nízkým profilem vačky a následně je zdvih pro sací ventil 10,5 mm a pro výfukový také 10,5 mm. Při překročení  $5800 \text{ min}^{-1}$  umožní řídicí jednotka proudění motorového oleje pomocí solenoidu, při nezatíženém stavu vačky, do kanálků ve vahadlech a vzniklý tlak umožní zasunout synchronizační čepy a přepne se na vysoký profil vačky se zdvihem sacího ventilu 13 mm a výfukovým 12,5 mm.



Obrázek 4.10 Systém VTEC

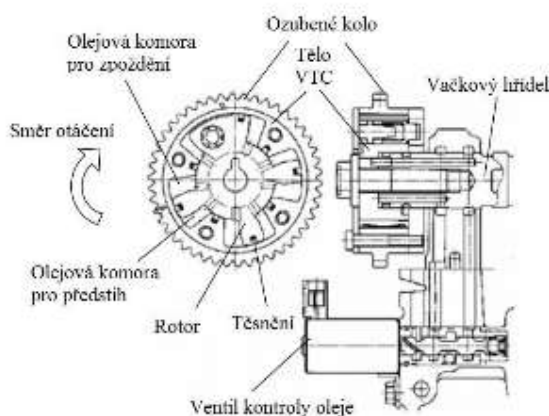
Nastavení tohoto systému v programu Lotus je realizováno pomocí snímače otáček a řídicího členu, jak je možné vidět na obr. 4.11. Kde v řídicím členu jsme jako řídicí hodnotu nastavili otáčky a jako nastavovanou hodnotu zdvih ventilu. Kde zdvih ventilu se tedy skokově změní při  $5800 \text{ min}^{-1}$ .



Obrázek 4.11 Snímač otáček s řídicími členy pro změnu zdvihu ventilů

#### 4.2.2.2 Variabilní časování ventilů

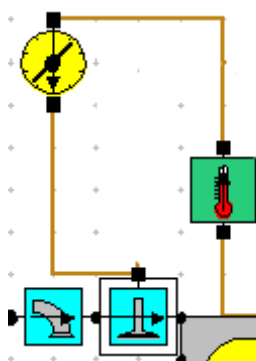
Nastavení časování ventilů bylo obtížné vzhledem ke zjišťování jednotlivých parametrů, kvůli použití systému VTC. Tento systém je stejně jako systém VTEC ovládán hydraulicky s elektronickým řízením. Systém využívá kontrolovaný tok oleje, k změně natočení sací vačky vzhledem k natočení klikového hřídele a tím i ke změně úhlů otevření a zavření sacího ventilu. Jak můžeme vidět na obr. 4.12, tak je pomocí rozvodového řetězu poháněno ozubené kolo, které je pevně spojeno s vnitřním mechanismem VTC. Sací vačka je pevně spojena s rotorem systému VTC.



Obrázek 4.12 Změna časování pomocí systému VTC

V mezerách mezi vnějším tělem VTC a rotorem je pomocí hydrauliky vháněn ovládacím ventilem motorový olej. Při toku oleje do mezery mezi tělem a rotorem dochází k postupnému vytváření tlaku, který začne tlačit na rotor, který se začne otáčet a tím i měnit úhly otevírání a zavírání sací vačky. Z důvodu variabilního časování VTC bylo nutné nejprve zjistit, pro jaké otáčky se posouvá časování a o kolik stupňů. To bylo odměřeno přímo na motoru ve školních dílnách.

Když jsem měl všechny potřebné údaje o časování ventilů, tak jsem tyto hodnoty vložil do programu Lotus. Bylo nutné nejprve vložit snímač, který bude snímat otáčky. Dále pak řídicí člen, který se bude měnit v závislosti na otáčkách úhly otevírání a zavírání ventilů. Toto nastavení principiálně bylo stejné, jako nastavování systému VTEC, to znamená, že v řídicím členu jsme nastavili, jako řídicí hodnotu nastavili otáčky a jako nastavovanou hodnotu úhel MOP.



Obrázek 4.13 Snímač otáček a řídicí člen pro nastavení časování

### 4.2.3 Sací a výfukové hrdla



Obrázek 4.14 Sací a výfuková hrdla v programu Lotus

Dalším členem bylo vložení sacích a výfukových kanálů. Zde jsou dvě možnosti nastavení, kde první je vložit jeden kanál, jeden ventil a v nastavení na řádku „No of Valves“ nastavit hodnotu 2, kde bude systém brát, jako by byly dva ventily a dva kanály, ale zobrazen je pouze jeden. Já volil druhou možnost, a to vložit dva ventily, dva kanály a nastavit hodnotu „No of Valves“ na hodnotu 1. Jako další nastavení je potřeba nastavit průměry sacích a výfukových hrdel. Zde se jedná o hodnotu 35 mm pro sací hrdlo a 30 mm pro výfukové hrdlo. Jako další bylo nutné nastavit ztrátový koeficient v sacích a výfukových kanálech. Kde se zadává závislost ztrátového koeficientu na poměru  $L/D$ , kde  $L$  je proměnný zdvih ventilu a  $D$  je neměnný průměr hrdla. Charakteristiku kanálů, mi bylo umožněno si zjistit přímo na konkrétní hlavě motoru ve školní dílně na profukovací stolici SuperFlow SF-260.



Obrázek 4.15 Profukovací stolice SuperFlow SF-260 s připevněnou hlavou motoru



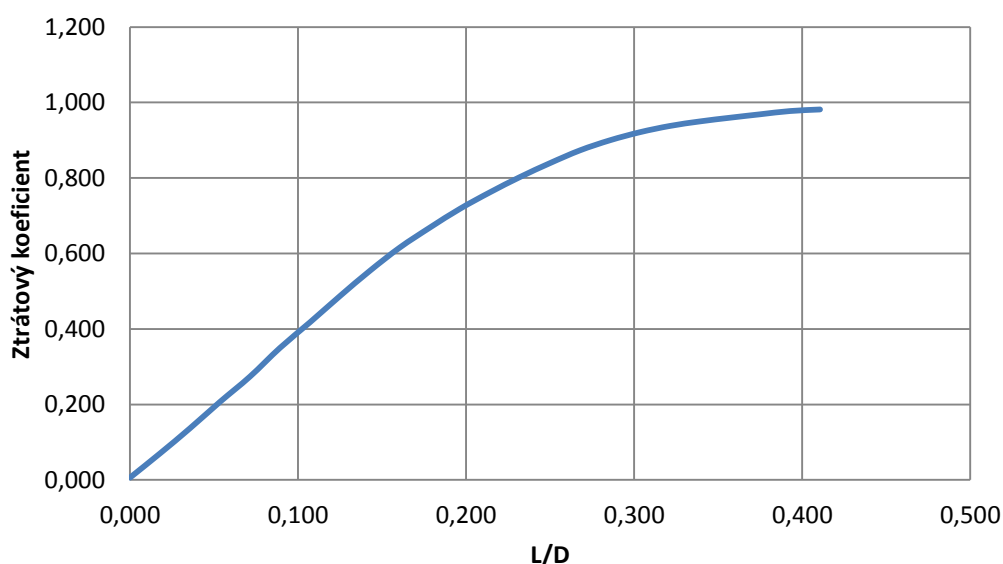
Na stoličce byla upevněna hlava motoru pomocí svorek. Dále bylo potřeba vyrobit přípravek na otevírání ventilů, který by bylo možné uchytnout na hlavu motoru pomocí šroubů, aniž by byla poškozena nebo upravována hlava motoru. Proto jsem navrhl jednoduchý přípravek svařený s plechů s otvory pro uchycení k hlavě a se závity pro šrouby, kterými by se nastavoval zdvih ventilu díky známému stoupání šroubu.



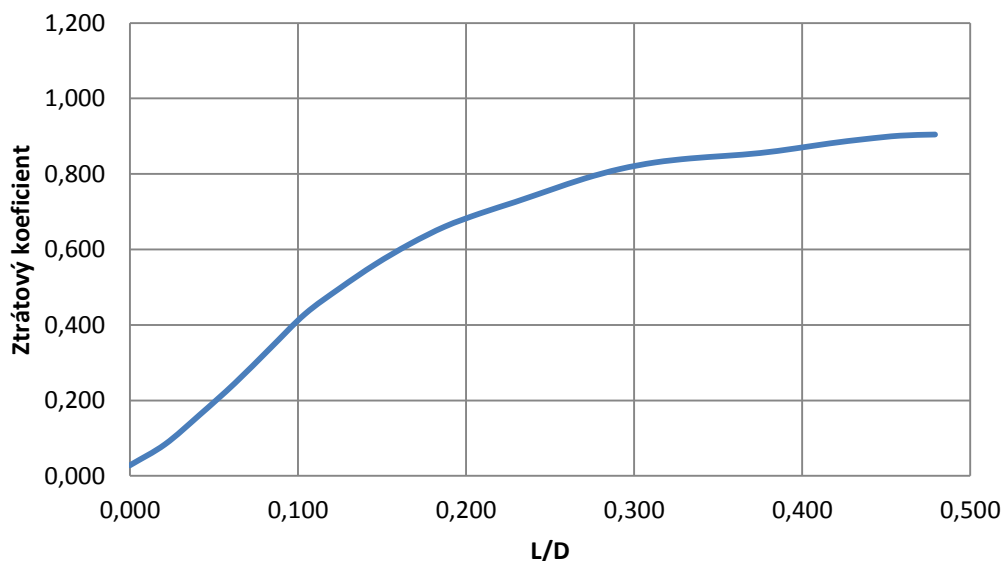
Obrázek 4.16 Vyrobený přípravek pro nastavení zdvihu ventilu

Jako další bylo nutné vyrobit pomocí plastické hmoty bez odporový vstup, který zamezí ztrátám na sání. Při uchycení hlavy motoru, připevněném přípravku a bez odporového vstupu, jsme nastavili tlakový spád na profukovací stoličce o hodnotě 50 mbar (5000 Pa). Následovalo už vlastní měření, kde jsem měřil závislost zdvihu ventilu na průtočném množství vzduchu a teplotě. Byla provedena tři měření na sací straně a tři na výfukové a následně z nich byl udělán průměr. Zdvih ventilu zde byl nastavován po půl otáčkách šroubu, což bylo trochu nešikovné, díky ne moc šťastně zvolenému stoupání šroubu 1,25 mm. Následně naměřené hodnoty bylo nutné přepočítat na ztrátový koeficient a vložit do programu Lotus.

Graf 4.1 Ztrátový koeficient v závislosti na  $L/D$  pro sací kanál





Graf 4.2 Ztrátový koeficient v závislosti na  $L/D$  pro výfukový kanál

#### 4.2.4 Sací a výfukový kanál

Sací a výfukové kanály byly vytvořeny v programu Lotus pomocí ikony trubky. Kde stačí k výpočtu dva průměry trubky, a to počáteční průměr a konečný průměr, a délku trubky. Vzhledem k tomu, že jsem měl k dispozici naskenovaný model, jak sacího kanálu, tak výfukového kanálu, tak jsem si mohl v programu SolidWorks jednoduše odměřit plochy průřezů kanálů a následně přepočítat na kruhové průřezy. Zde jsem zvolil čtyři rozměry, jak pro sací, tak pro výfukový, kde jsem v kanálech z naskenovaného modelu odměřil průtočnou plochu a přepočítal ekvivalentní průměr. Stejně tak jsem i z modelu změřil délku kanálů. Pro sací kanál byl průměr u ventilu přibližně 32 mm s délkou 55 mm. Pro výfukový kanál byl vstupní průměr 28 mm s délkou 60 mm. Kanály se následně v hlavě spojují do jednoho o výstupním průměru sacího 46 mm o délce 40 mm a průměru výfukového 40 mm o délce 35 mm. Dále bylo potřeba nastavit tloušťku stěn u sacích a výfukových kanálů. Zde byla u sacího kanálu nastavena tloušťka 1 mm a výfukového též 1 mm. Následovalo nastavení chlazení kanálů, kde bylo nastaveno, jak u sacího, tak u výfukového kanálu, chlazení vodou. Nastavení materiálu pro kanály je stejné, jako materiál hlavy a to je hliník.

#### 4.2.5 Výfukové potrubí

Další důležitou částí bylo vložení výfukového potrubí, které má hlavně z pohledu svodů velký vliv na proudění. Svody jsem si mohl fyzicky odměřit ve školních dílnách. Výfuk byl koncipován jako 4-2-1, kde bylo primární potrubí prvního a čtvrtého válce spojeno do jednoho sekundárního a primární potrubí druhého a třetího do jednoho sekundárního. Na obr. 4.17 jsou vidět tyto svody. Sekundární rozdělení potrubí je uvnitř potrubí a není na obrázku vidět.





Obrázek 4.17 Výfukové svody motoru s koncepcí 4-2-1

Průměr primárního potrubí byl u všech válců stejný. Ovšem v délkách potrubí se krajní válce lišily od středových, a to první a čtvrtý válec měl délku potrubí 260 mm a druhý a třetí 210 mm. Průměr sekundárního potrubí byl přepočítán jako polovina plochy výsledného potrubí díky nemožnosti přesného změření, jeho délka činila 75 mm. Následně tyto dvě sekundární potrubí byly spojeny do jednoho o výsledném průměru 74 mm. Navazující potrubí na svody má délku 450 mm o průměru 74 mm až po katalyzátor. Pak ještě následuje potrubí a dva tlumiče. Tloušťka stěny u svodů byla nastavena na 1 mm a materiál ocel. U navazujícího potrubí byla tloušťka 1 mm a materiál také ocel. U celého výfukového potrubí bylo nastaveno chlazení vzduchem. Vložení katalyzátoru a dvou tlumících prvků značně prodlužoval výpočet, proto byla snaha při výpočtech, o co nejlepší přiblížení průběhu točivého momentu a průběhu výkonu sériového motoru, bez těchto tří prvků. Následně při dostatečném přiblížení byly tyto tři prvky vloženy do systému. Výfukové potrubí je zakončeno bez odporovým výstupem do okolního prostředí.

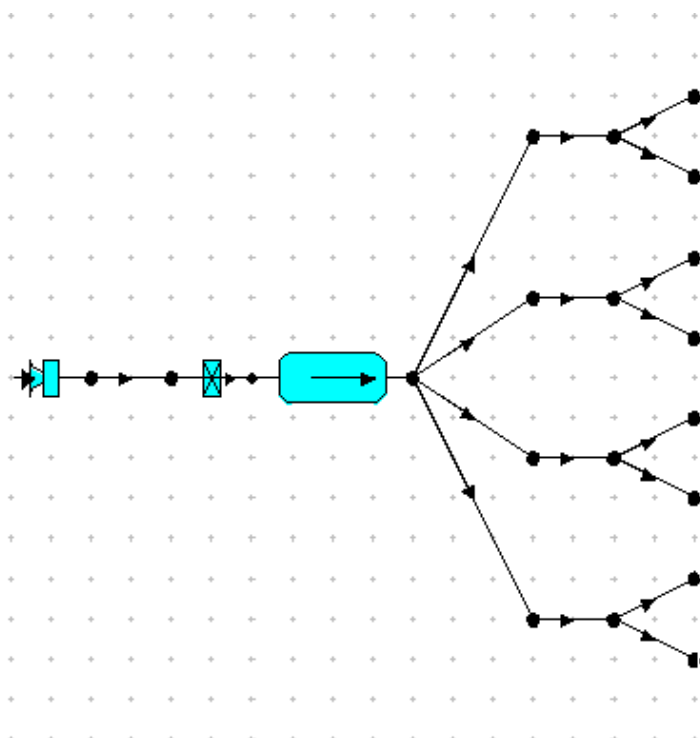
#### 4.2.6 Sací potrubí

Sací potrubí je právě část sacího traktu, která nás zajímá. Nejprve jsme se chtěli přiblížit průběhu točivého momentu a průběhu výkonu sériového sacího traktu. A následně toto potrubí upravit, respektive jeho délku, tak aby byl co nejvíce optimalizován průběh točivého momentu a průběh výkonu. V originálním složení se sací trakt skládá z potrubí o určité délce a průměru. Potrubí každého válce jsou připojeny ke komoře o objemu 2 litry a ploše 1000 mm<sup>2</sup>. Teplotu stěny komory jsem nechal defaultně nastavenou hodnotu 20°C.

Jako další člen sacího traktu byla do programu Lotus vložena škrtká klapka. Dle konzultace jsem zvolil typ škrtká klapky jako jednoduchou plochu („Simple Area“) vzhledem k tomu, že nás zajímá jen vnější otáčková charakteristika. U škrtká klapky bylo hlavním parametrem průchozí plocha, tj. její průměr. Sací trakt byl zakončen bez odporovým vstupem. Vzduchový



filtr byl nahrazen snížením vstupního tlaku na 0,99 bar (99 kPa), čímž je simulován odpor vzduchového filtru vůči proudícímu vzduchu.



Obrázek 4.18 Model sacího traktu sériového motoru

#### 4.2.7 Typ paliva a tvoření směsi

Po spuštění programu Lotus Engine Simulation je defaultně na pracovní ploše nachystána zelená ikona nádrže, kterou nelze vymazat. Právě touto ikonou se nastavuje typ paliva a typ vytváření směsi. Je zde k výběru z několika typů paliv, včetně vlastního nastavení paliva. Vzhledem k tomu, že náš motor je zážehový, tak jsem zvolil typ paliva „Gasoline“ (benzín). U typu vytváření směsi jsem zvolil nepřímé vstřikování paliva. V pravé spodní části obr. 4.19 můžeme vidět přednastavené parametry vybraného paliva.

	Label	
	Fuel System	Port Injection
	Fuel Type	Gasoline
	Calorific Value (kJ/kg)	43000,0
	Density (kg/litre)	0,7500
	H/C Ratio Fuel (molar)	1,8000
	O/C Ratio Fuel (molar)	0,0000
	Molecular Mass (kg/k.mol)	114,230
	Maldistribution Factor	1,000
	Conversion Tool	

Obrázek 4.19 Typ paliva a tvoření směsi v programu Lotus



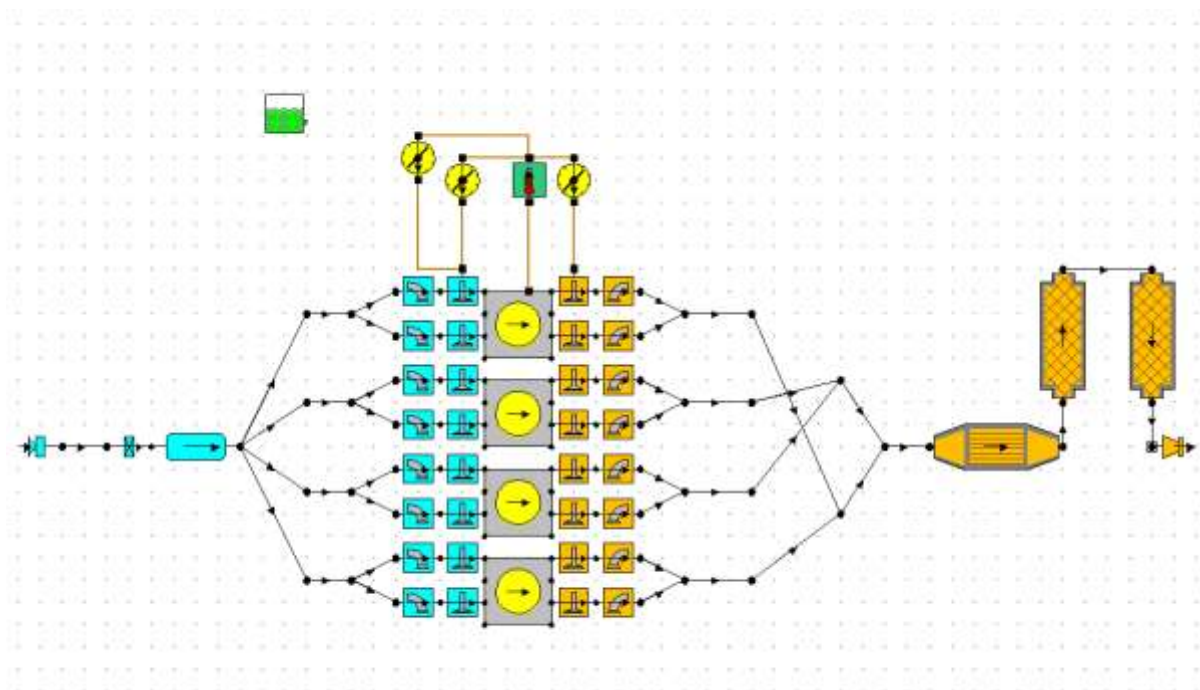
#### 4.2.8 Nastavení testovacích podmínek

V záložce „Data“ - „Test Conditions“ – „Steady State Create Wizard“ bylo ještě nutno zadat testovací podmínky, za kterých probíhá daný výpočet. Zde jsem zvolil typ zadávání po zvolených přírůstcích otáček „By Speed Increment“. Kde minimální otáčky byly  $1000 \text{ min}^{-1}$  a maximální byly otáčky omezovače a to  $8000 \text{ min}^{-1}$ . Velikost kroku (přírůstek otáček za krok) byl zvolen z hlediska délky výpočtu  $500 \text{ min}^{-1}$ . Okolní teplotu vzduchu jsem nechal jako defaultní hodnotu a to  $20^\circ\text{C}$ .

Vstupní tlak jsem zvolil 0,99 bar (99 kPa) z důvodu odporu vzduchového filtru. Výstupní tlak jsem nechal defaultní na hodnotě 1,1 bar (110 kPa), kvůli odporům, které mohly být zanedbány. Směšovací poměr jsem nastavil na stechiometrický, tj. 14,7:1. Kvůli tomu, že při některých otáčkách výpočet nekonvergoval, tak jsem v řešiči nastavil hodnotu počtu výpočtových cyklů z původních 10 na 20 cyklů.

Obrázek 4.20 Tabulka testovacích podmínek v programu Lotus

#### 4.2.9 Konečný tvar modelu sériového motoru v programu Lotus Engine Simulation

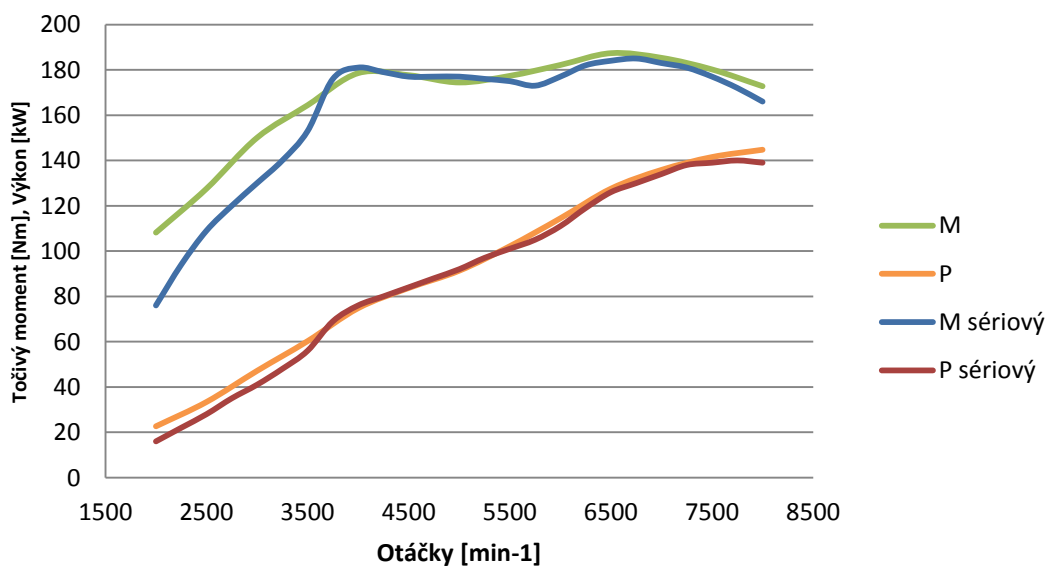


Obrázek 4.21 Model spalovacího motoru v programu Lotus Engine Simulation

Na obr. 4.21 můžeme vidět konečný model sériového motoru, ze kterého budeme následně vycházet. Jak už již bylo řečeno, došlo k určitým zjednodušením, kvůli délce výpočtu. Na počítači s dvěma jádry trval výpočet několik hodin a přitom se výpočet musel několikrát opakovat, kvůli chybám v proudění nebo výpočet v některých otáčkách nekonvergoval. Z tohoto důvodu byl nastaven i poměrně velký krok po  $500 \text{ min}^{-1}$ .

#### 4.2.10 Výsledný průběh točivého momentu a výkonu sériového motoru

Graf 4.3 Průběhy točivého momentu a výkonu sériového motoru





V grafu 4.3 je vidět výsledný průběh točivého momentu a průběh výkonu vypočítaný v programu Lotus Engine Simulation. Maximálního točivého momentu 187 Nm dosahuje vypočtený model motoru přibližně při 6500 min<sup>-1</sup> a maximálního výkonu 145 kW přibližně při 7900 min<sup>-1</sup>. Při porovnání vypočítaných průběhů, s průběhy sériového motoru nejsou vidět výraznější odchylky kromě menšího rozdílu v nízkých otáčkách. Tyto průběhy nám dobře poslouží k dalšímu návrhu vlastních délek sacích potrubí a tím k optimalizaci točivého momentu a výkonu.

### 4.3 Návrh sacího traktu

#### 4.3.1 Teoretický výpočet délek sacího potrubí

Pro optimalizaci průběhu točivého momentu a průběhu výkonu využijeme rezonančního jevu, který vzniká v sacím potrubí díky pohybu pístu. Přesné rozměry rezonančního potrubí závisí kromě délky, také na objemu potrubí, příčných průřezech a dalších faktorech. Pro přibližnou délku rezonančního potrubí nám však postačí jednoduchý výpočet pomocí vzorců. Dalšího zpřesnění bude dosaženo pomocí programu Lotus Engine Simulation.

Za předpokladu, že od okamžiku vybuzení podtlakové vlny vlivem pohybu pístu k dolní úvratí do chvíle, kdy by bylo možné využít přetlakovou vlnu k přeplnění válce před zavřením ventilu, se klikový hřídel otočí o úhel 90°, aby nastala rezonance, měl by být další úhel natočení takový, aby jeho násobkem bylo 720° (okamžik vybuzení nové podtlakové vlny). Následně lze využít základních fyzikálních vztahů. Pro dráhu  $x$ :

$$x = vt [m] \quad (4.4)$$

kde:

$v$  [m\*s<sup>-1</sup>] – rychlost

$t$  [s] – čas

Dále lze použít vztah pro otočení  $\varphi$ :

$$\varphi = \omega t [^\circ] \quad (4.5)$$

kde:

$\omega$  [rad\*s<sup>-1</sup>] – úhlová rychlost

$t$  [s] – čas

Z rovnice 4.5 vyjádříme čas  $t$  a dostaneme:

$$t = \frac{\varphi}{\omega} \quad (4.6)$$

Rovnici 4.6 dosadíme do rovnice 4.4 a dostaneme:

$$x = v \frac{\varphi}{\omega} \quad (4.7)$$



V rovnici 4.7 za dráhu  $x$  dosadíme dráhu, kterou musí tlaková vlna urazit od ventilu ke sběrnému potrubí a zpět tzn.  $2L$ , kde  $L$  je délka potrubí, včetně kanálů a dostaneme rovnici:

$$2L = v \frac{\varphi}{\omega} \quad (4.8)$$

$\omega$  můžeme vyjádřit jako:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (4.9)$$

kde:

$n$   $[\text{min}^{-1}]$  – otáčky motoru

Při dosazení rovnice 4.9 do rovnice 4.8 a následném vyjádření  $L$  dostaneme rovnici:

$$L = v \frac{15\varphi}{\pi n} \quad (4.10)$$

Při dosazení za  $\varphi$  v rovnici 4.10 již dříve zmíněný úhel  $90^\circ$  ( $\pi/2$  v radiánech) získáme vztah pro délku rezonančního potrubí:

$$L = \frac{15}{2} \frac{a_s}{n} [\text{m}] \quad (4.11)$$

Kde  $a_s$  je střední rychlost zvuku ve vzduchovém sloupci, jinak řečeno rychlost postupu tlakové vlny v potrubí. Pro vyjádření této střední rychlosti lze použít vztah pro rychlost zvuku v ideálním plynu:

$$a_s = \sqrt{\frac{\kappa RT}{M}} [\text{m/s}] \quad (4.12)$$

kde:

$\kappa$   $[-]$  – Poissonova konstanta

$R$   $[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}]$  – molární plynová konstanta

$T$   $[\text{K}]$  – termodynamická teplota

$M$   $[\text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}]$  – molární hmotnost

Za předpokladu, že by v sacím traktu byl suchý vzduch při teplotě  $20^\circ\text{C}$ , tak dostaneme přibližně hodnoty:

$$\kappa = 1,4$$

$$R = 8,3145 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T = 293,15 \text{ K}$$

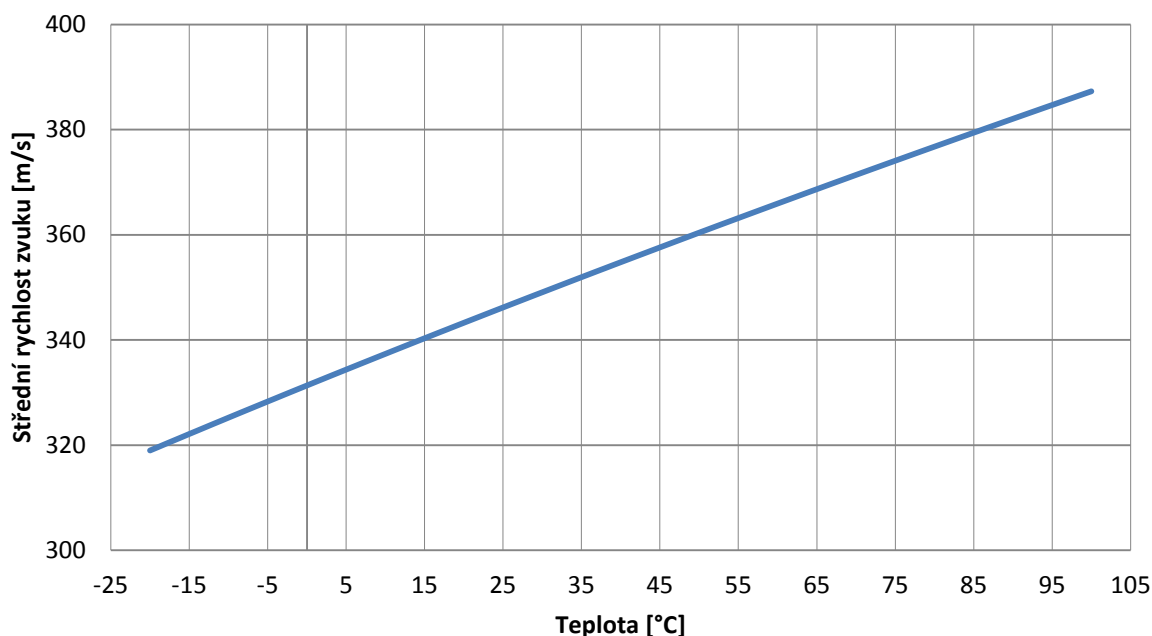
$$M = 0,02896 \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$$

Při dosazení těchto hodnot do rovnice 4.12 dostaneme:



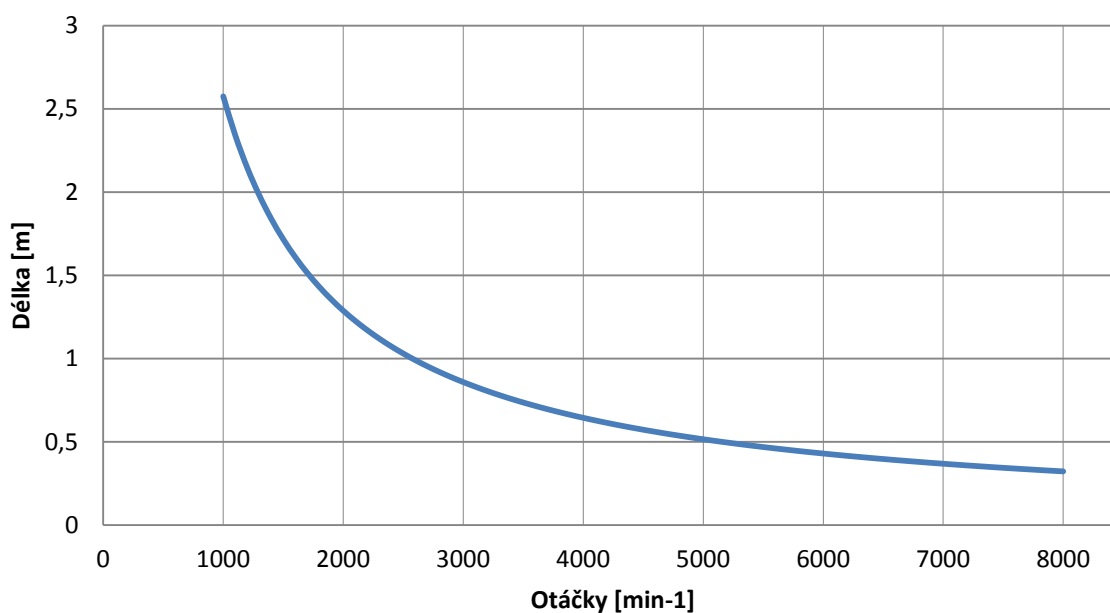
$$a_s = \sqrt{\frac{1,4 * 8,3145 * 293,15}{0,02896}} = 343,264 \text{ m} * \text{s}^{-1}$$

Graf 4.4 Závislost střední rychlosti zvuku na teplotě



Po dosazení této rychlosti do rovnice 4.11 dostaneme graf závislosti optimální délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru.

Graf 4.5 Závislost délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru



Z grafu 4.4 je vidět, že pro pokrytí celého spektra otáček, by měl sací trakt velmi velký zástavbový objem a nevešel by se do motorového prostoru. Také se nepočítá s tím, že by se



motor provozoval ve velmi nízkých otáčkách, proto se budeme věnovat spektru otáček přibližně od  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Při  $3000 \text{ min}^{-1}$  se délka rezonančního potrubí pohybuje okolo 850 mm, což není z pohledu zástavbového prostoru ještě příliš moc. Dále nás zajímá jen vnější otáčková charakteristika, takže budeme předpokládat, že je škrtková klapka zcela otevřena.

#### 4.3.2 Vlastní návrh sacího traktu

Pro vlastní návrh sacího traktu, se pokusíme o co možná největší nárůst točivého momentu a výkon a optimalizaci jejich průběhů. Při návrhu se budeme snažit využít rezonančního jevu, který nám částečně pomůže zvýšit plnicí účinnost spalovacího motoru, díky tlakovým pulzacím v sacím potrubí. Při návrhu délek se tedy omezíme pouze na určité spektrum otáček a to od  $3000 \text{ min}^{-1}$  do  $8000 \text{ min}^{-1}$ , kde spíná v našem spalovacím motoru omezovač.

Dále se omezíme, z důvodu doby trvání výpočtů v programu Lotus Engine Simulation pouze na konkrétní hodnoty otáček, a to přesně po kroku  $500 \text{ min}^{-1}$ , kdy nám vyjde deset hodnot nastavení délek potrubí. Následně budeme předpokládat, že v oblasti otáček velikosti kroku (například  $3000 \text{ min}^{-1}$  až  $3500 \text{ min}^{-1}$  nebo  $5500 \text{ min}^{-1}$  až  $6000 \text{ min}^{-1}$ ) je potrubí měněna plynule, přibližně dle grafu 4.4. Dále je potřeba zachovat podmínku, že objem sacího potrubí náležící jednomu válci musí být větší, než zdvihový objem právě toho válce  $V_p > V_z$ . Z tohoto nám vyplývá, že při zachování stejných sacích kanálů a zachování průměru sacích potrubí, je minimální délka vlastního potrubí včetně kanálů přibližně 300 mm, což by nám dle grafu 4.4 nemělo vadit, protože při  $8000 \text{ min}^{-1}$  je teoretická optimální délka sacího potrubí přibližně 300 mm.

Teoretické délky vlastních sacích potrubí se tedy spočítají dle rovnice 4.12 a to pro zvolené otáčky. V tabulce 4.2 můžeme vidět vypočtené zaokrouhlené teoretické délky sacích potrubí včetně kanálů.

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Délka potrubí [mm]
3000	858
3500	736
4000	644
4500	572
5000	515
5500	468
6000	429
6500	396
7000	368
7500	343
8000	322

Tabulka 4.2 Teoretické délky potrubí v závislosti na otáčkách

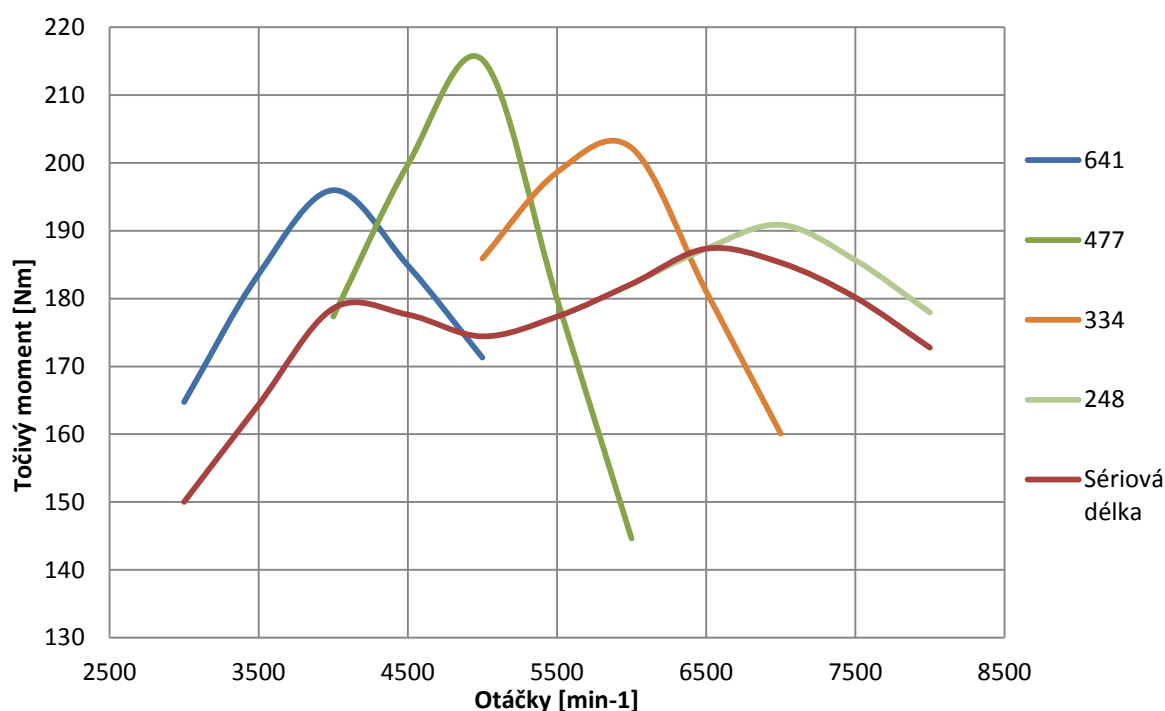
Po odečtení délky sacích kanálů 95 mm, dostaneme délky vlastního potrubí, které dobře poslouží jako výchozí nastavení délek sacích potrubí v programu Lotus. V grafu 4.6 můžeme vidět výsledky průběhů točivého momentu a výkonu některých teoretických délek sacího





potrubí. Z důvodu, že by se mohl stát graf příliš nepřehledný díky mnoha hodnotám, tak bylo vloženo do grafu pouze několik průběhů, které postačují k vysvětlení vypočítané délky sacího potrubí. Pro otáčky  $5000 \text{ min}^{-1}$  byla teoretická délka sacího potrubí 515 mm dle tabulky 4.2. Při pohledu na graf můžeme ale vidět, že při těchto otáčkách byla délka potrubí 477 mm. Z toho vyplývá, že teoretické délky sacího potrubí jsou opravdu jen teoretické a ke skutečným hodnotám se přiblížíme pomocí simulace v programu. Na druhou stranu v tomto grafu můžeme opravdu vidět, že při změně délky potrubí může dojít k poměrně výraznému nárůstu točivého momentu.

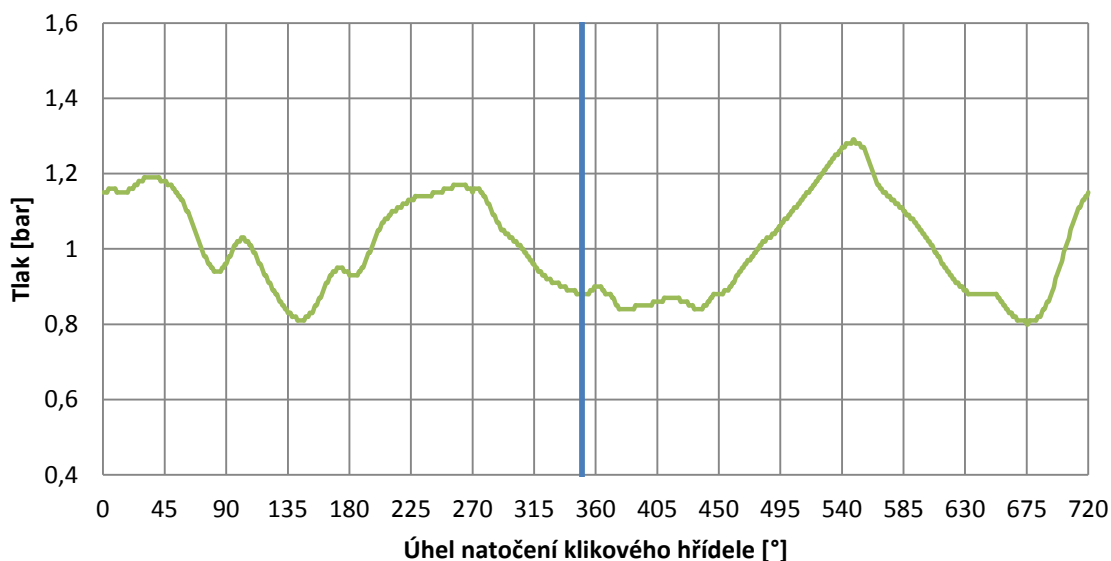
Graf 4.6 Vypočtené průběhy točivých momentů pro různé délky sacího potrubí



Následující graf 4.7 nám ukazuje průběh tlakových pulzací v oblasti sedla ventilu v závislosti na pootočení klikového hřídele pro otáčky  $3500 \text{ min}^{-1}$ . Svislá čára nám ukazuje úhel, ve kterém je započato otevírání sacího ventilu. Můžeme vidět, že otevírání začíná ve chvíli, kdy tlak před sacím ventilem je menší než atmosférický. To znamená, že odražená přetlaková vlna dorazila k ventilu příliš pozdě nebo příliš brzy. Pro správné naladění motoru a tím i zvýšení plnicí účinnosti by bylo nejlepší, aby tato vlna dorazila k ventilu v době otevření. Z toho vyplývá, že vypočtené teoretické hodnoty jsou jen přibližné a tudíž musíme případně sací potrubí prodloužit nebo zkrátit. Optimalizace délky potrubí proběhne pro všechny délky sacích potrubí.

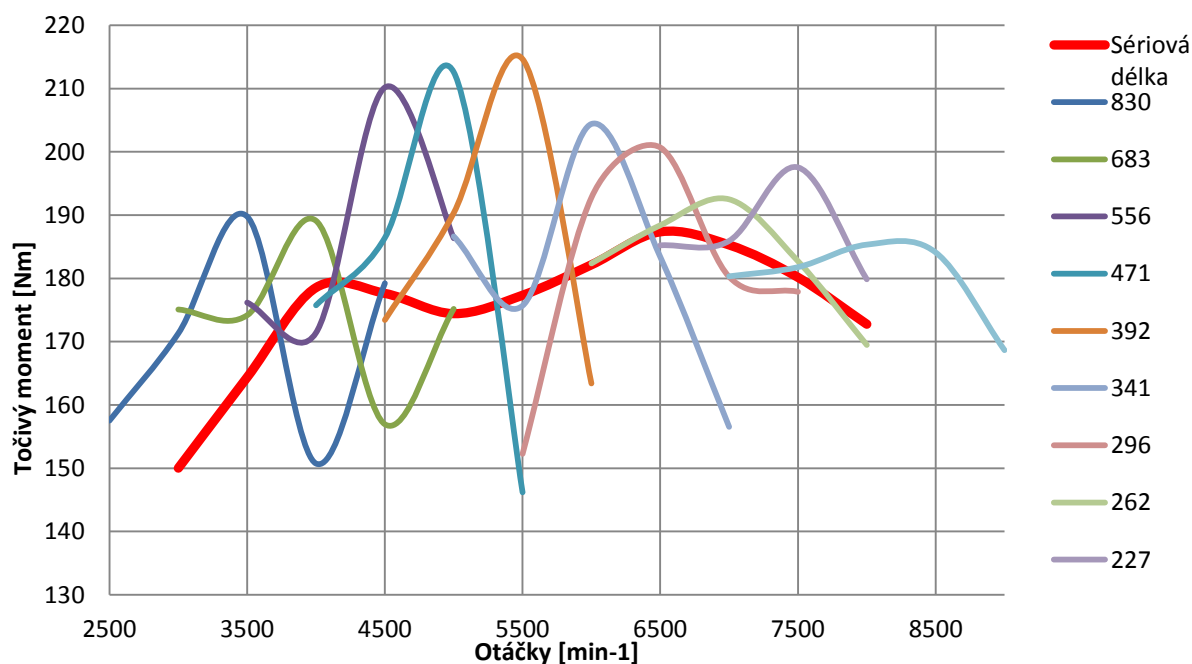


Graf 4.7 Tlakové pulzace v oblasti sedla ventilu při pozdním otevření



### 4.3.3 Optimalizace délek sacího potrubí

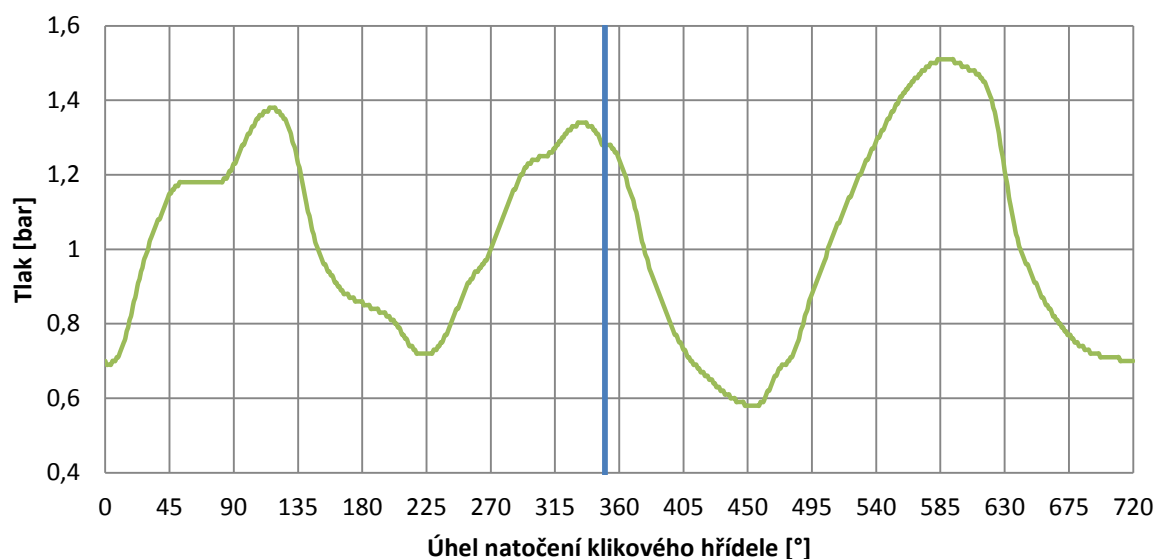
Graf 4.8 Vypočtené točivé momenty pro potrubí po optimalizaci jejich délky



V grafu 4.8 můžeme vidět už optimalizované délky sacích potrubí. Z důvodu přehlednosti grafu, zde nejsou zobrazeny celé průběhy točivých momentů daných délek sacích potrubí, ale pouze jejich části, kde nás zajímá maximální točivý moment pro dané otáčky motoru. Sytě červenou barvou je pak průběh točivého momentu sériového motoru. Můžeme vidět, že při otáčkách  $7000 \text{ min}^{-1}$  jsme se přiblížili s hodnotou točivého momentu k hodnotě sériového motoru, protože jsme byli blízko k původní délce potrubí.

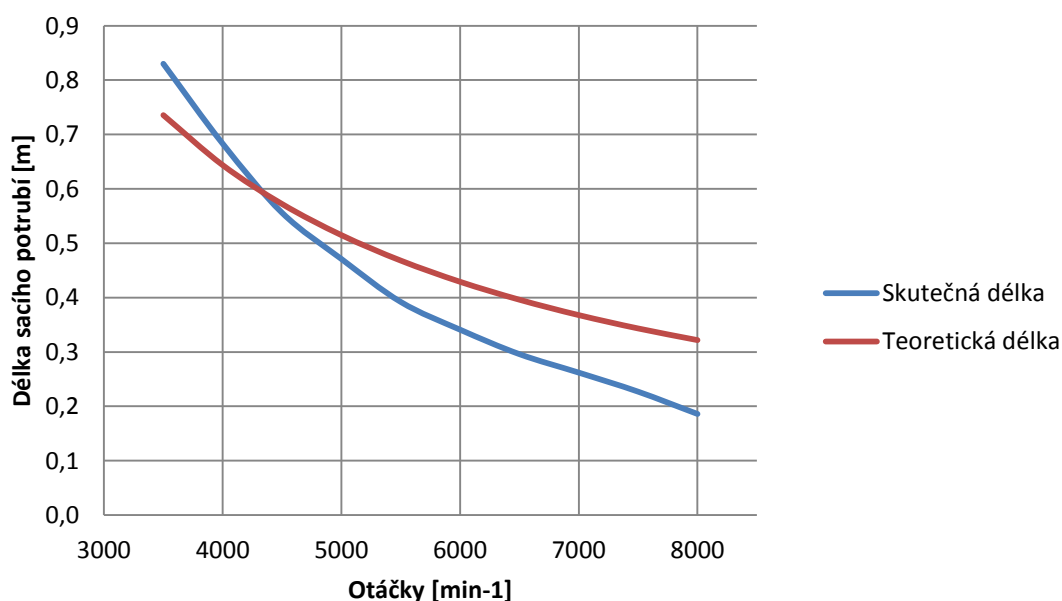


Graf 4.9 Tlakové pulzace v oblasti sedla ventilu při včasném otevření



Z momentové charakteristiky lze dobře vysledovat, v které oblasti otáček se nachází maximum točivého momentu a je zřejmý efekt přeplnění viz graf 4.9, kde můžeme vidět průběh tlakových pulzací v oblasti sedla ventilu v závislosti na pootočení klikového hřídele pro otáčky  $3500 \text{ min}^{-1}$  už optimalizované délky sacího potrubí. Svislá čára znovu ukazuje okamžik otevření sacího ventilu. Můžeme zde vidět, že v době, kdy se začíná otevírat sací ventil, je tlak v okolí sedla ventilu přibližně 1,3 baru, z toho vyplývá, že přetlaková vlna dorazila k sedlu právě v době otevírání sacího ventilu a umožnila lepší naplnění válce.

Graf 4.10 Porovnání skutečných a teoretických délek sacího potrubí





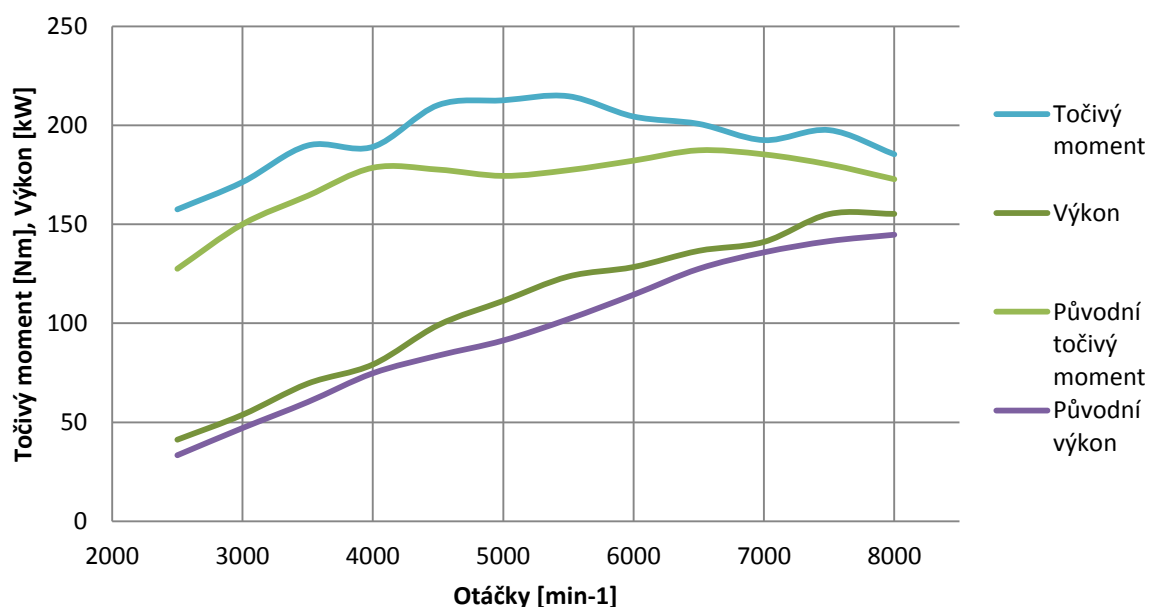
Ze získaných hodnot nám vzniká charakteristika v grafu 4.10, jenž nám ukazuje optimální délku sacího potrubí pro konkrétní otáčky motoru. Tato charakteristika je následně porovnána s teoreticky hodnotami délky sacího potrubí z grafu 4.5.

Při pohledu na teoretické a vypočtené průběhy, můžeme vidět značné odchylky. Při  $8000 \text{ min}^{-1}$  můžeme vidět odchylku přibližně 136 mm, což je poměrně velký rozdíl. Tyto odchylky mohou být způsobeny tím, že výpočetní program Lotus Engine Simulation umožňuje zahrnout i takové vlivy, které v teoretickém návrhu nejsou zahrnuty. Mezi tyto vlivy patří například přestup tepla skrze stěny potrubí a kanálů nebo změny stavových veličin plynu po délce potrubí. I přes tyto mírné odchylky můžeme říci, že pro počáteční návrh délek sacího potrubí jsou tyto teoretické hodnoty velmi užitečné a použitelné.

#### 4.3.4 Výsledná optimalizovaná vnější otáčková charakteristika

Při použití vypočtených optimálních délek sacího potrubí ve vnější otáčkové charakteristice můžeme vidět v grafu 4.11, že maximálního točivého momentu 215 Nm nyní motor dosáhne při otáčkách  $5000 \text{ min}^{-1}$  a maximálního výkonu 154 kW při  $7900 \text{ min}^{-1}$ . Při porovnání s původní vnější otáčkovou charakteristikou můžeme vidět znatelné zlepšení průběhů točivého momentu a výkonu.

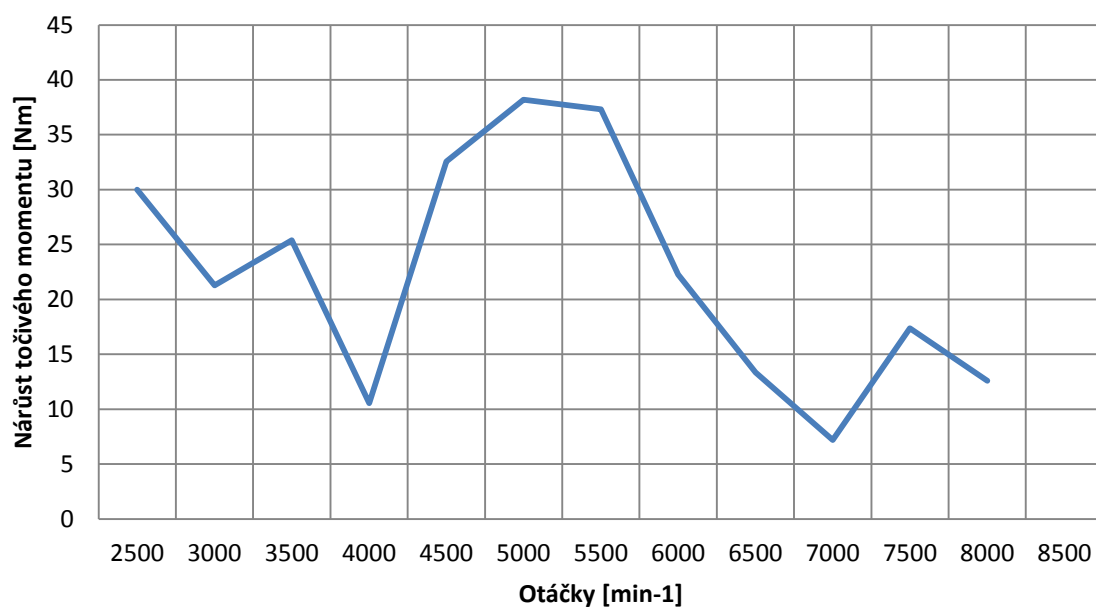
Graf 4.11 Vnější otáčková charakteristika



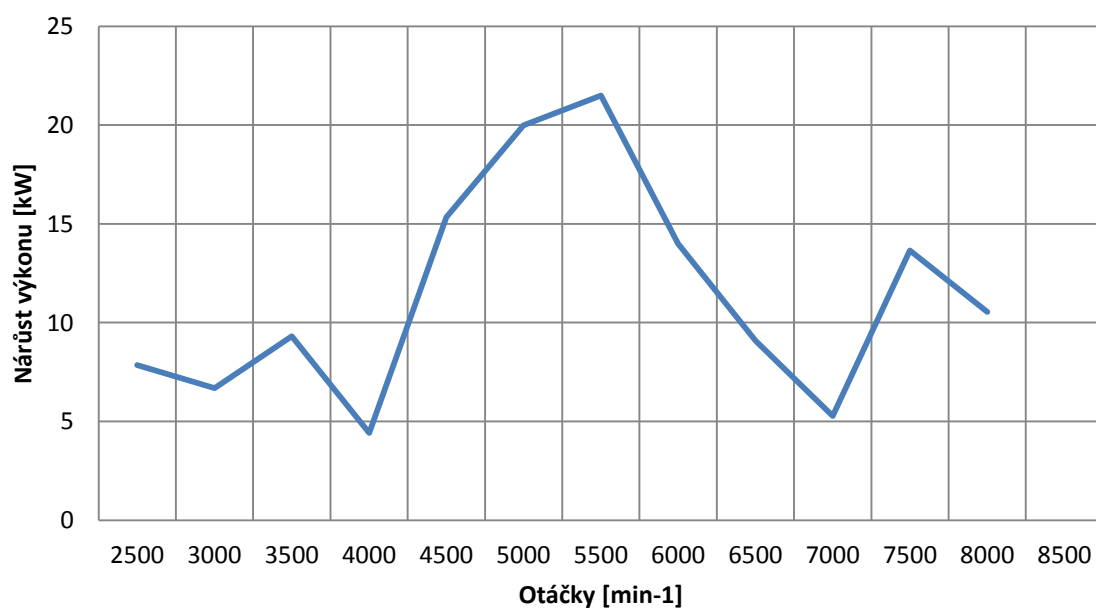
Velikost změny nám pak říká graf 4.12, kde na svislé ose je velikost změny točivého momentu od původního průběhu. Na vodorovné ose jsou potom otáčky. Z tohoto grafu je jasné vidět, že k největšímu navýšení točivého momentu dochází při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Graf 4.13 je obdobný jako graf 4.12, ale pro změnu je zde znázorněna velikost změny výkonu od původního průběhu.



Graf 4.12 Nárůst točivého momentu oproti sériovému motoru



Graf 4.13 Nárůst výkonu oproti sériovému motoru





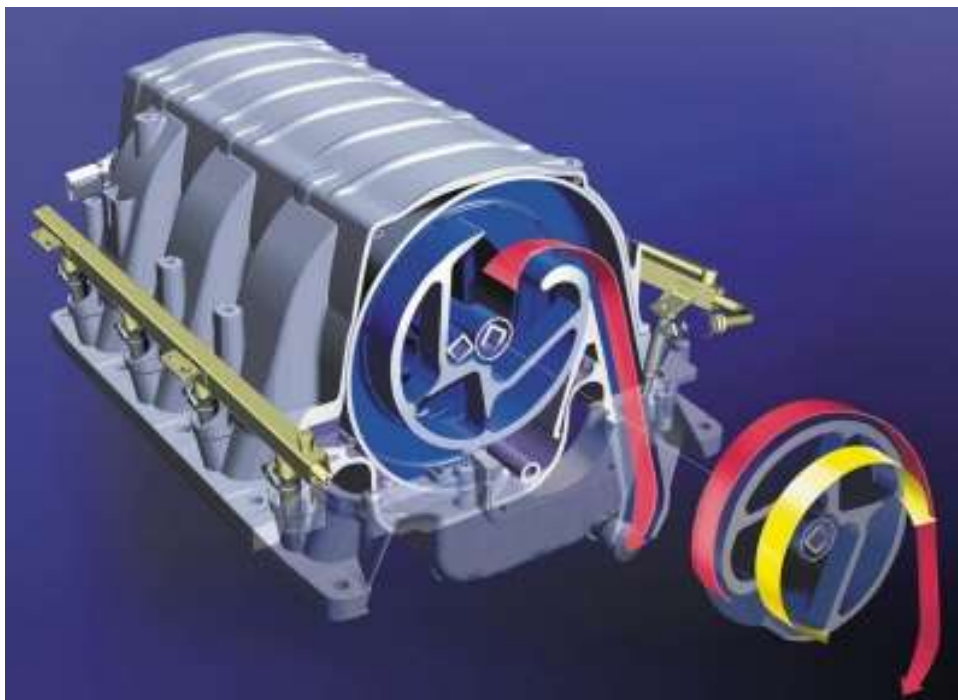
## 5 Konstrukční návrh

V konstrukčním návrhu se pokusíme konstrukčně realizovat naše vypočtené délky sacího potrubí. Konstrukční návrh bude navržen v systému SolidWorks. Pro realizaci variabilní délky sacího traktu jsem se nechal inspirovat sacím traktem od automobilky BMW. Kde se jedná o motor V8 s variabilní délkou sání.



Obrázek 5.1 Motor automobilky BMW V8 N62

Jedná se o sání, kde se změna délky realizuje pomocí otočných kotoučů. Celkově je toto sání rozděleno do dvou částí, a to na kotouče pro levé válce a na kotouče pro pravé válce. Každému válci náleží právě jeden otočný kotouč. Tyto kotouče jsou upevněny na dvou trubkách o čtvercovém průřezu, kde na jedné trubce jsou čtyři kotouče. Kotouče pro levé a pravé válce se otáčejí protisměrným pohybem. Celý tento systém je uložen v komoře, do které je přiveden přes vzduchový filtr a škrtící klapku čerstvý vzduch a následně rozdělen k jednotlivým válcům. Trasu, kterou musí vzduch z komory urazit, až k hlavě je možné vidět na obr. 5.2.



Obrázek 5.2 Komora sání s otočnými kotouči se znázorněnou drahou vzduchu (červená šipka)

## 5.1 Návrh vlastního sacího traktu

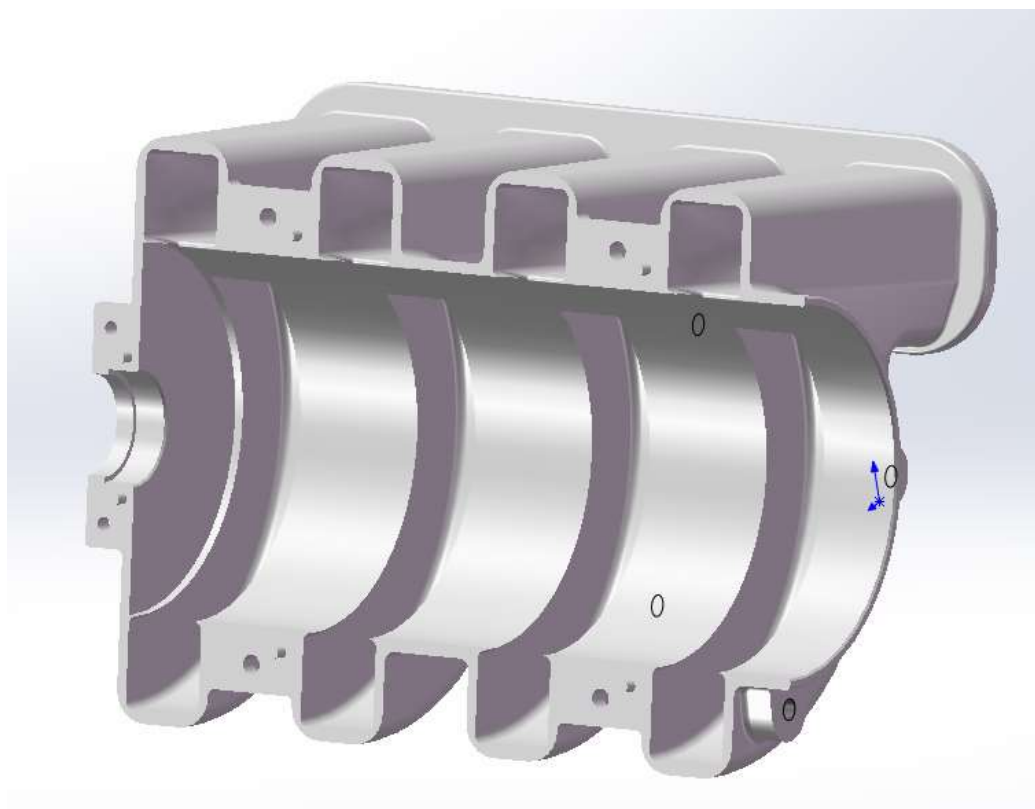
Jak už bylo řečeno, tak jsem vycházel z principu automobilky BMW. Na rozdíl od BMW, mám jen řadový čtyřválec, který má středy sacích kanálů vzdáleny od sebe 94 mm, takže zástavbový prostor bude oproti motoru V8 mnohem menší. Zde se můj model skládá ze dvou hlavních částí. Z pevné komory a z otočných kotoučů, které se starají o délku sacího potrubí. Mým cílem u konstrukčního návrhu bylo vymyslet funkční mechanismus na změnu délky o co nejmenším zástavbovém prostoru a co možná nejnížší hmotnosti a jednoduchosti. Z jedné strany mechanismu je vyvedena hřídel, ke které by měl být připojen pohon. Vývod hřídele je utěsněn pomocí hřídelového těsnění gufero, které zabrání úniku vzduchu z komory. U možnosti pohonu otočného mechanismu se mi jeví jako nejlepší možnost použití krokového motoru, díky kterému bude možnost nastavení přesného úhlu natočení otočné části. Největších rychlostí budou dosahovat otočné kotouče při rychlém přerazování rychlostních stupňů kdy nám prudce klesají otáčky.

### 5.1.1 Komora

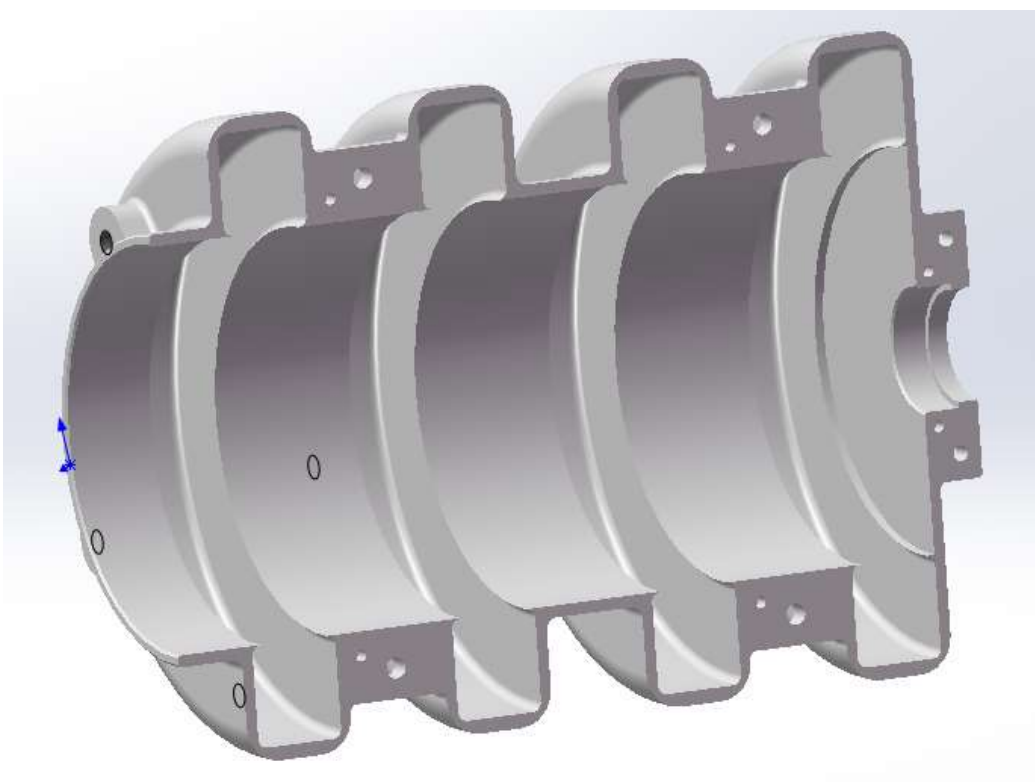
Do komory je přiváděn vzduch přes vzduchový filtr a následně přes škrtící klapku. V komoře se tento vzduch rozděluje k jednotlivým sacím kanálům v hlavě motoru. V našem případě musí být komora pevně připojena k hlavě válců. Mezi komorou a hlavou musí být těsnění. Dále na konci potrubí musí být uchyceny vstřikovače. Uvnitř komory je celý otočný mechanismus (otočné kotouče). Kvůli požadavku na co nejnížší váhu jsem volil materiál pro komoru hliník.

Z montážního hlediska musí být komora rozdělena na dvě části, které jsou vůči sobě umístěny pomocí kolíků a následně jsou ještě staženy několika šroubovými spoji. Mezi těmito dvěma částmi je navíc těsnění, které zabraňuje úniku vzduchu.



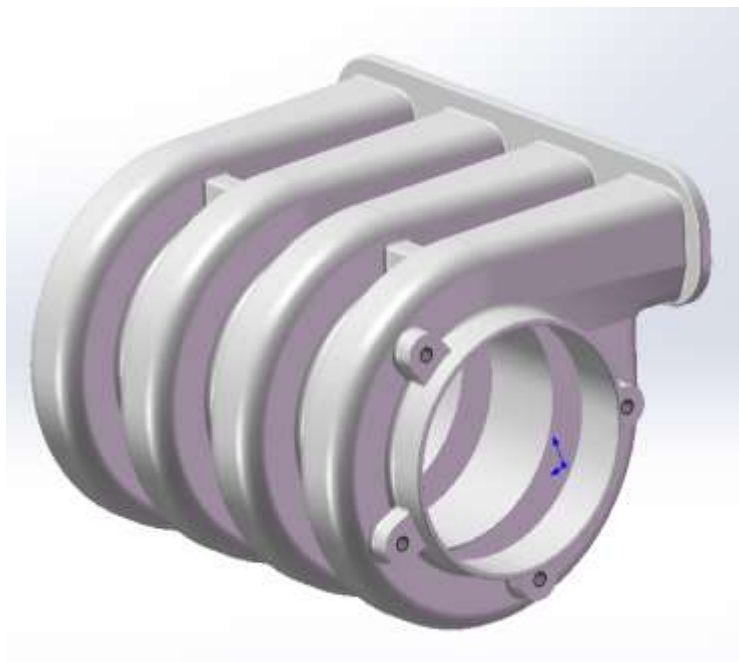


Obrázek 5.3 Jedna polovina komory



Obrázek 5.4 Druhá polovina komory

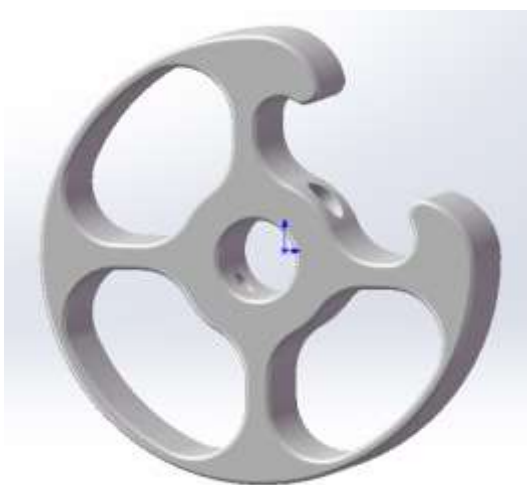




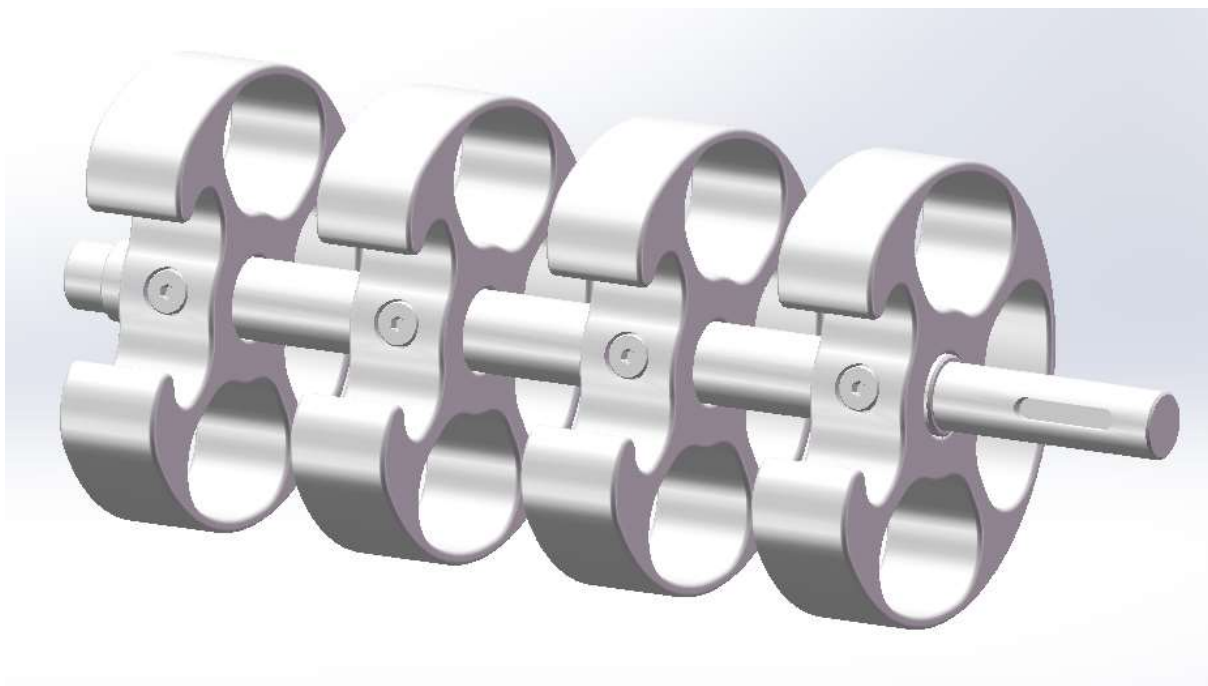
Obrázek 5.5 Sběrná komora

### 5.1.2 Otočná kola

Otočná kola jsou uložena na hřídeli, která je uložena ve dvou ložiscích. Právě otočná kola určují požadovanou délku sacího potrubí. Jejich rozsah otočení je přibližně  $260^\circ$ . Při navrhování ideální délky sání jsme se pohybovali v rozsahu přibližně od 180 mm do 830 mm, k pokrytí této délky jsem se pohyboval s průměrem otočných kol okolo 260 mm. S tímto průměrem vycházela celá komora příliš velká a nevlezla by se do motorového prostoru. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl omezit nastavovanou délku sání zhruba od 230 mm do 710 mm. Tato délka bohatě dostačuje na pokrytí rozsahu otáček od  $3800 \text{ min}^{-1}$  do  $7500 \text{ min}^{-1}$  dle grafu 4.10. Díky tomuto omezení jsem se dostal s průměrem otočných kol na 170 mm. Tím také zásadně klesl nárok na velký zástavbový prostor. Z důvodu lehké montáže, jsem volil zajištění otočných kol proti protočení na hřídeli pomocí šroubu s osazením. Materiál pro kola jsem stejně jako u komory zvolil hliník.



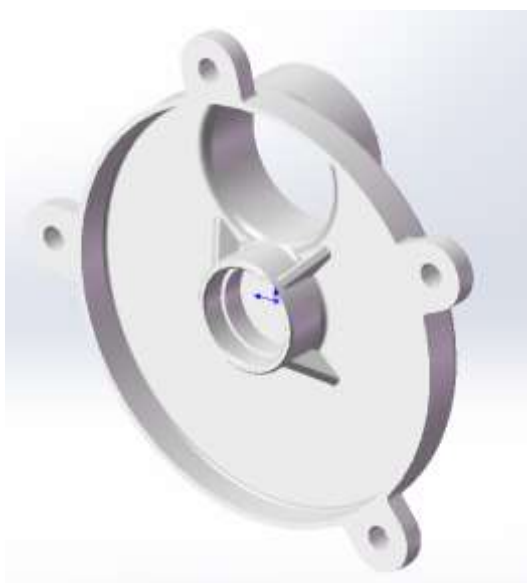
Obrázek 5.6 Otočné kolo



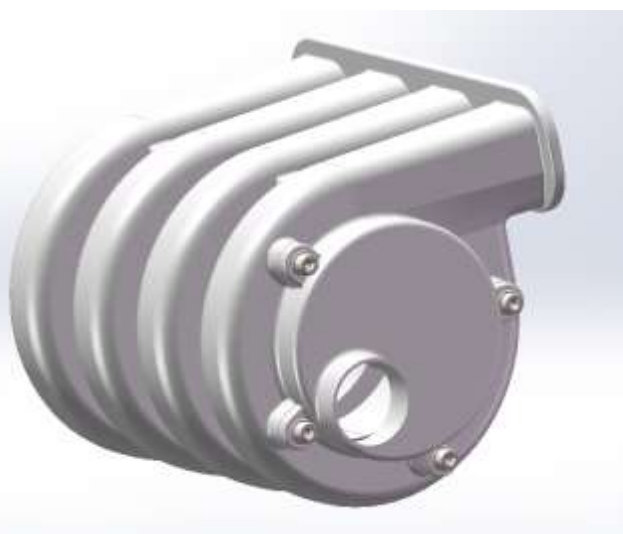
Obrázek 5.7 Všechny čtyři otočná kola uložena na hřídeli a zajištěná šroubem proti protočení

### 5.1.3 Víko komory

Víko komory nám uzavírá prostor v komoře. Dále slouží jako uložení ložiska a k přívodu vzduchu do komory. Pro pevnější uložení ložiska je toto uložení vyztuženo pomocí žeber. Zajištění víka vůči komoře je realizováno pomocí čtyř šroubů. Mezi víkem a komorou je také těsnění proti úniku vzduchu z komory. Jako materiál pro víko je znovu použit hliník.



Obrázek 5.8 Víko komory

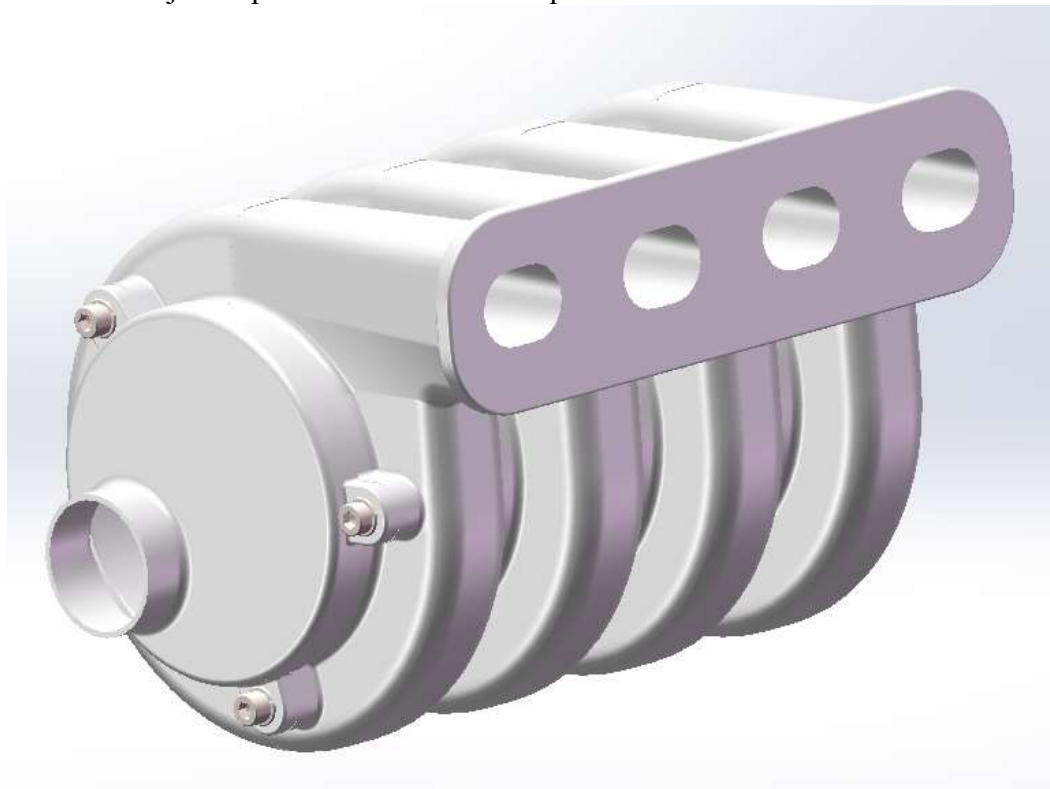


Obrázek 5.9 Připevněné víko ke komoře

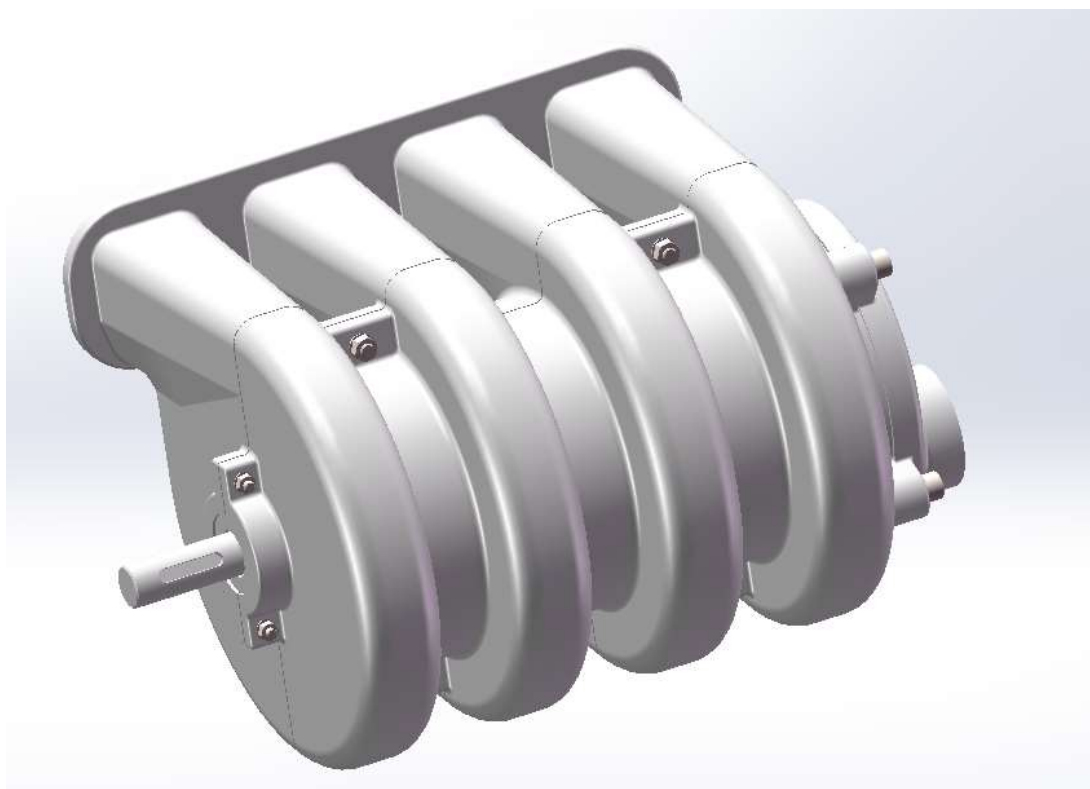


## 5.2 Komplettní model sání s variabilní délkou

V této kapitole se podíváme na celkový návrh sacího potrubí s variabilní délkou. Obrázky 5.10 až 5.15 ukazují kompletní 3D návrh sacího potrubí.



Obrázek 5.10 Sání s variabilní délkou



Obrázek 5.11 Obrázek 5.12 Sání s variabilní délkou



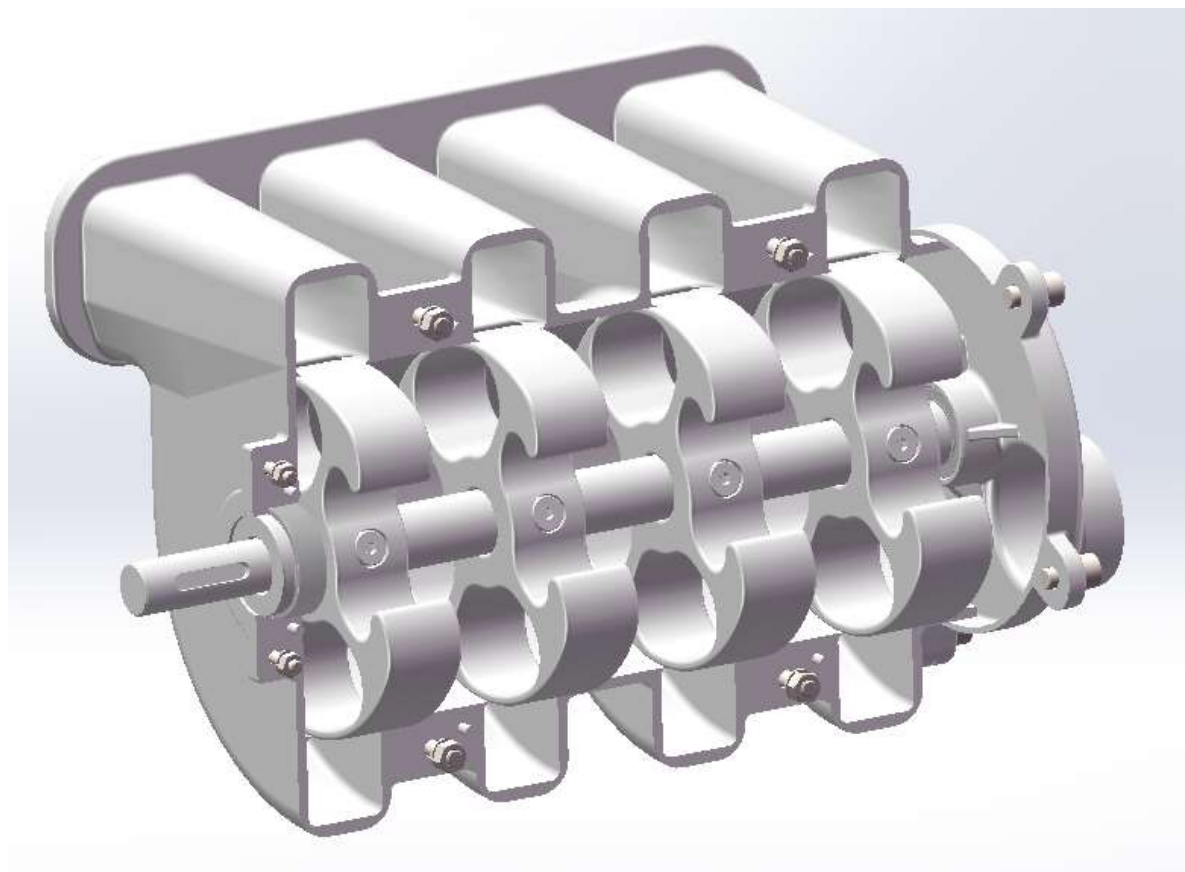
Obrázek 5.13 Obrázek 5.14 Sání s variabilní délkou – pohled z boku



Obrázek 5.15 Obrázek 5.16 Sání s variabilní délkou – pohled zezadu



Obrázek 5.17 Obrázek 5.18 Sání s variabilní délkou – pohled zdola



Obrázek 5.19 Obrázek 5.20 Sání s variabilní délkou – částečný řez



## ZÁVĚR

V této práci bylo jedním z cílů seznámit se s řešením sacího traktu, zejména s plynule nastavitelnou délkou sacího potrubí u soudobých spalovacích motorů. Při pohledu na soudobá řešení bylo vidět, že větší procento automobilek řeší variabilní délku potrubí pouze pomocí dvou až tří stupňů, které se mezi sebou přepínají v závislosti na otáčkách. Dalším řešením, které automobilky používají, je plně variabilní délka potrubí. To používá například automobilka BMW ve svém vozidle. Právě touto plně variabilní délkou od BMW jsem se nechal inspirovat ve svém návrhu.

Právě dalším cílem mé práce bylo sestavení výpočtového modelu se zaměřením na optimalizaci délek sacího potrubí u sériového motoru. Tento cíl spočíval v návrhu v programu Lotus Engine Simulation, kde bylo potřeba nejprve vytvořit výpočtový model sériového motoru a k tomu bylo potřeba zjistit některé údaje o daném motoru a následně tyto údaje (hodnoty) vložit do programu. Většinu parametrů šlo změřit přímo ve školních dílnách. U měření ztrátového koeficientu sacích a výfukových kanálů bylo potřeba vyrobit přípravek, který by mi umožnil otevírat ventily o přesném zdvihu. Tento přípravek byl úspěšně vyroben a následně i použit. Některé parametry nešlo fyzicky odměřit. Proto jsem měl k dispozici naskenovaný 3D model hlavy motoru, ze kterého jsem si mohl po zpracování potřebné parametry v programu SolidWorks odměřit. V této části sestavování se nevyskytly žádné komplikace, které by mi ztížili moji práci.

Po zjištění všech potřebných parametrů a následném vložení do programu Lotus Engine Simulation jsem nejprve musel naladit výpočtový model tak, abych se co nejvíce přiblížil vnější otáčkové charakteristice sériového motoru. Tato část byla z mého pohledu lehce komplikovaná díky proměnlivému časování ventilového rozvodu, kdy bylo potřeba nejprve zjistit přesné hodnoty otevírání a zavírání ventilů v závislosti na otáčkách. Výstupem byla vnější otáčková charakteristika, kde jsem se dostal s hodnotou maximálního točivého momentu  $187 \text{ Nm}$  při  $6500 \text{ min}^{-1}$  a maximálního výkonu  $145 \text{ kW}$  při  $7900 \text{ min}^{-1}$ . Hodnoty sériového motoru jsou  $187 \text{ Nm}$  při  $6500 \text{ min}^{-1}$  a  $141 \text{ kW}$  při  $7800 \text{ min}^{-1}$ . Celá vnější otáčková charakteristika je znázorněna v grafu 4.3, kde můžeme vidět, že s výpočtetním modelem jsem se poměrně přiblížil k sériovému motoru. Většího rozdílu si můžeme všimnout v nižších otáčkách. Během optimalizace tohoto výpočtového modelu proběhlo až desítky výpočtů. Když vezmeme v úvahu, že jeden výpočet trval pro celé spektrum otáček přibližně dvě hodiny, tak jsem u tohoto bodu strávil poměrně hodně času. Další nevýhodou bylo časté „padání“ výpočtu, kdy například po spočítání 60% výpočet spadl, což se podepsalo na času stráveném u tohoto bodu.

Při dosažení požadovaných průběhu točivého momentu a výkonu jsem se mohl pustit do vlastního návrhu délek sacích potrubí. Zde jsem si nejprve navrhnul teoretické hodnoty délek rezonančního potrubí pomocí odvozených fyzikálních vztahů, které jsou vidět v tab. 4.2. Následně jsem tyto hodnoty postupně vkládal do výpočtetního programu, abych zjistil skutečné průběhy točivých momentů (graf 4.6). Po vykreslení těchto průběhů bylo vidět, že tyto teoretické hodnoty neodpovídají skutečnosti. Proto musela proběhnout optimalizace těchto délek, kde jsem vycházel z grafu pulzací v sacím potrubí, které výpočtetní program umožňuje zobrazit, a podle toho jsem potrubí buď zkrátil, nebo prodloužil. Porovnáním optimalizovaných délek a teoretických můžeme vidět v grafu 4.10, kde je patrné, že v nízkých





otáčkách je skutečná délka potrubí mnohem větší než teoretická délka a pro změnu ve vysokých otáčkách je tomu naopak, skutečná délka rezonančního potrubí je kratší než teoretická délka. Vypočtená délka sacího potrubí se pohybuje přibližně od 180 mm (pro 8000  $\text{min}^{-1}$ ) až do 830 mm (pro 1000  $\text{min}^{-1}$ ).

Posledním z cílů mé práce byl konstrukční návrh sacího potrubí s variabilní délkou. Zde jsem se nechal inspirovat automobilkou BMW, jak již bylo řečeno. U návrhu jsem se snažil o co možná nejmenší zástavbový prostor, co nejvíce snížit hmotnost a přitom dodržet požadované délky sacích potrubí. Při postupném navrhování jsem se setkal s problémem ohledně zástavbového prostoru, kde by se celé sání nemuselo vejít do motorového prostoru. Z tohoto důvodu jsem omezil spektrum otáček, pro které se mění délka sacího potrubí, a to konkrétně od 3800  $\text{min}^{-1}$  do 7500  $\text{min}^{-1}$ , kde se s délkou potrubí pohybujeme od přibližně 720 mm do 230 mm. Pod 3800  $\text{min}^{-1}$  zůstává délka potrubí na nejdelším možném nastavení a nad 7500  $\text{min}^{-1}$  zase na nejkratším možném nastavení. Snažil jsem se o co největší odlehčení při zachování celkové tuhosti potrubí, kde jsem se dostal s celkovou váhou při celohliníkové konstrukci sacího potrubí na 15,5 kg.

Je nutno poznamenat, že celý návrh probíhal za předpokladu jednorozměrného proudění v pouze kruhových průřezích potrubí. Většina prvků tohoto variabilního potrubí není kruhového průřezu a vyžadovala by poměrně rozsáhlou analýzu pomocí CFD simulace, kde bychom se dozvěděli, které prvky a části 3D modelu by měli být pozměněny ke snížení ztrát v sacím potrubí. Tímto by bylo dosaženo už poměrně přesné optimalizace. Následovala by výroba tohoto modelu a následné odzkoušení na motorové brzdě a získání skutečných průběhů točivého momentu a výkonu.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HROMÁDKO, Jan, HROMÁDKO, Jiří, HONIG, Vladimír, MILER, Petr. *Spalovací motory*. 1. Vyd. Praha: Grada Publishing, a.s. 2011. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [2] GSCHIEDLE, Rolf, kolektiv. *Příručka pro automechanika*. 2. Upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002. 637 s. ISBN 80-85920-83-2
- [3] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. Vydavatelství ČVUT, 1996. 62 s
- [4] HOFMANN, Karel. *Proudění ve spalovacích motorech*. Nakladatelství VUT Brno, 1992. 97s. ISBN 80-214-0409-4
- [5] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 1. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 791 s. ISBN 80-238-9681-4.
- [6] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 578 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [7] TESAŘ, Miroslav a Ivo ŠEFČÍK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003, 172 s. ISBN 80-7194-550-1.
- [8] HEISLER, H. *Advanced Engine Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [9] HEYWOOD, J.B. *Internal combustion engines fundamentals*. McGraw Hill Book Company, New York (1989) ISBN 10: 1259002071
- [10] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>
- [11] LUKÁŠ, Jiří. *DEMON-Racing, tuning e-shop* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupný z: <<http://www.demon-racing.cz/shop.php?sekce=13>>.
- [12] *AutoZnalosti* [online]. [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: <<http://www.autoznalosti.cz/index.php/motor/8-turbodmychadlo.html>>
- [13] LASÍK, Jindřich. *TSI - kombinace kompresoru a turbodmychadla* [online]. [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: <<https://www.autokaleidoskop.cz/Novinky/TSI-kombinace-kompresoru-a-turbodmychadla/>>
- [14] CHUCHMA, O. *Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.
- [15] NOVOSAD, Z. *Sací potrubí zážehového závodního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.





- [16] SAJDL, Jan. *Variabilní časování ventilů* [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <<http://www.autolexicon.net/cs/articles/variabilni-casovani-ventilu/>>
- [17] WongKN. *TOVA SUPER EXCLUSIVE New FD2 CIVIC TYPE-R K20A Spec R Engine* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <<http://asia.vtec.net/Engines/FD2K20AR/index.html>>
- [18] Throttle Body Kits: Honda K20 EP3 SFD60 kit - Jenvey Dynamics. *Fuel Injection Throttle Bodies and Induction Systems from Jenvey Dynamics* - Jenvey Dynamics [online]. 2015 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <[http://www.jenvey.co.uk/images/stories/virtuemart/product/mh07-2\\_d.pdf4ce3f045cec172.pdf](http://www.jenvey.co.uk/images/stories/virtuemart/product/mh07-2_d.pdf4ce3f045cec172.pdf)>
- [19] Tuning.as. *Sportovní vzduchové filtry - má smysl kupovat tuning filtry?* [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.tuning.as/cz/sportovni-vzduchove-filtry-tuning-filtry/>>
- [20] Škrtící klapka Japspeed Honda Civic B-Series B16/B18 [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <<http://www.tuning.as/cz/sportovni-vzduchove-filtry-tuning-filtry/>>
- [21] ACI. *Sací potrubí včetně těsnění* [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z: <[http://www.aci.cz/3000s490-saci-potrubí-včetně-tesnení\\_d125075.html](http://www.aci.cz/3000s490-saci-potrubí-včetně-tesnení_d125075.html)>
- [22] DK. *AKO TO FUNGUJE: Turbo, biturbo, twincscroll turbo a kompresor* [online]. [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: <<http://automix.atlas.sk/revue/830315/ako-to-funguje-turbo-biturbo-twincscroll-turbo-a-kompresor>>
- [23] OLIVÍK, Pavel. Mechanické dmychadlo: silné plíce [online]. [cit. 2016-03-26]. Dostupné z: <<http://www.autorevue.cz/mechanicke-dmychadlo-silne-plíce>>
- [24] AZ Turba. *Turbodmychadlo Man,MOTOR: D2866LF20* [online]. [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <<http://www.azturbo.cz/cz-detail-960207-man.html>>
- [25] ZELENÝ, Karel. *Konstrukce* [online]. [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <<http://brickweb.wz.cz/technika/turbo.htm>>
- [26] ROLLINGER, Mirek. *Zkratky systémů motocyklů* [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/zkratky-systemu-motocyklu-4376.html>>
- [27] Deutsh Power. *BMW Adjusting Unit for Intake Manifold (DISA) working principle* [online]. [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <<http://deutshpower.blogspot.cz/2010/10/bmw-adjusting-unit-for-intake-manifold.html>>
- [28] VOJKŮVKA, F. *Sací potrubí s variabilní délkou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 49 s. Vedouc í bakalářské práce Ing. Radim Dundálek Ph.D.
- [29] SMITH, Eric. *BMW N62 Engine*. [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <[http://australiancar.reviews/bmw\\_N62.php](http://australiancar.reviews/bmw_N62.php)>



- [30] SVÍDA, David. *Vozidlové motory*, Přednáška. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$P_e$	[W]	Efektivní výkon motoru
$\frac{\partial v}{\partial y}$	[-]	Gradient rychlosti ve směru kolmém na rychlost
$\frac{1}{\rho} \text{grad } p$	[-]	Hmotnostní síly (objemové)
$\frac{Dv}{Dt}$	[-]	Setrvačné síly pohybující se částice tekutiny
$a_0$	[-]	Tlakové síly
$a_s$	[m/s]	Střední rychlost zvuku
$a_z$	[m/s]	Rychlost zvuku daného média
$d$	[m]	Průměr
$F$	[N]	Síla
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$h$	[m]	Výška
$H_U$	[J/kg]	Dolní výhřevnost paliva
$i$	[-]	Počet válců
$L$	[m]	Délka potrubí
$M$	[-]	Machovo číslo
$M$	[kg*mol <sup>-1</sup> ]	Molární hmotnost
$m_Z$	[kg]	Hmotnost čerstvé náplně ve válci
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$p$	[Pa]	Tlak
$p_c$	[Pa]	Celkový tlak
$p_d$	[Pa]	Dynamický tlak
$P_e$	[Pa]	Střední efektivní tlak
$p_s$	[Pa]	Statický tlak
$Q_m$	[kg/s]	Hmotnostní průtok média
$R$	[J*K <sup>-1</sup> *mol <sup>-1</sup> ]	Molární plynová konstanta
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
$S_T$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu potrubí
$t$	[°C]	Teplota
$T$	[K]	Termodynamická teplota



$t$	[s]	Čas
$v$	[m/s]	Rychlost
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Objem
$V_H$	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem jednoho válce
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem
$x$	[m]	Dráha
$z$	[m]	Výška
$\eta$	[Pa*s]	Dynamická viskozita
$\eta_i$	[-]	Indikovaná účinnost motoru
$\eta_m$	[-]	Mechanická účinnost motoru
$\eta_{pl}$	[-]	Plnicí účinnost motoru
$\kappa$	[-]	Poissonova konstanta
$\lambda_z$	[-]	Spalovací součinitel přebytu vzduchu
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota
$\rho_{pl}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota plnicího vzduchu
$\sigma_t$	[-]	Teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
$\tau$	[-]	Taktnost motoru
$\tau$	[MPa]	Smykové napětí
$\phi$	[rad]	Úhlové pootočení
$\omega$	[rad/s]	Úhlová rychlost



## SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1 Různé druhy vzduchových filtrů .....	20
Obrázek 1.2 Škrtící klapka .....	21
Obrázek 1.3 Sací potrubí .....	22
Obrázek 1.4 Typy kanálů a) přímý b) tangenciální c) šroubový .....	22
Obrázek 1.5 Sací kanál a jeho řezné roviny .....	23
Obrázek 1.6 Vliv průměru sacího kanálu a průměru ventilu na průtokový součinitel .....	24
Obrázek 1.7 Vliv tvaru sacího kanálu na průtokový součinitel .....	24
Obrázek 1.8 Vliv zaoblení přechodu hlava - dřík na průtokový součinitel .....	25
Obrázek 1.9 Uhly sedla ventilu .....	25
Obrázek 2.1 Rootsovo dmychadlo .....	28
Obrázek 2.2 Turbodmychadlo .....	28
Obrázek 2.3 Části turbodmychadla .....	29
Obrázek 2.4 Rezonanční potrubí .....	32
Obrázek 2.5 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí pomocí řídící klapky .....	33
Obrázek 2.6 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí pomocí rotačního šoupátka .....	33
Obrázek 2.7 Dvoustupňová regulace změny délky sacího potrubí motocyklového motoru ....	33
Obrázek 2.8 Třístupňová regulace délky sacího potrubí .....	34
Obrázek 2.9 Plynulá změna délky sacího potrubí pomocí otočných labyrintů .....	34
Obrázek 2.10 Plynulá regulace délky sacího potrubí u motoru BMW V8 .....	35
Obrázek 2.11 Systém regulace sacího potrubí DISA motoru BMW .....	35
Obrázek 2.12 Princip funkce nízkých a středních otáček do 3750 min <sup>-1</sup> .....	36
Obrázek 2.13 Princip funkce u středních a vysokých otáčkách nad 3750 min <sup>-1</sup> .....	36
Obrázek 2.14 Další systém regulace sacího potrubí motoru BMW .....	36
Obrázek 2.15 Střední pásmo otáček .....	37
Obrázek 2.16 Volnoběžné a nízké otáčky .....	37
Obrázek 2.17 Vysoké otáčky .....	37
Obrázek 3.1 Laminární a turbulentní mezní vrstva při odtrhnutí hrany .....	42
Obrázek 4.1 Úvodní obrazovka programu Lotus Engine Simulation .....	45
Obrázek 4.2 Pracovní plocha programu Lotus Engine Simulation .....	46
Obrázek 4.3 Válcová jednotka .....	47
Obrázek 4.4 Nastavení válcové jednotky .....	48
Obrázek 4.5 Model naskenované hlavy motoru .....	49
Obrázek 4.6 Spalovací prostor v hlavě motoru .....	50
Obrázek 4.7 Schéma, kde se nachází „Exp. Liner“ .....	50
Obrázek 4.8 Vlevo sací ventil a vpravo výfukový .....	51
Obrázek 4.9 Příklad nastavení časování ventilů .....	52
Obrázek 4.10 Systém VTEC .....	52
Obrázek 4.11 Snímač otáček s řídicími členy pro změnu zdvihu ventilů .....	53
Obrázek 4.12 Změna časování pomocí systému VTC .....	53
Obrázek 4.13 Snímač otáček a řídicí člen pro nastavení časování .....	54
Obrázek 4.14 Sací a výfuková hrdla v programu Lotus .....	54
Obrázek 4.15 Profukovací stolice SuperFlow SF-260 s připevněnou hlavou motoru .....	54
Obrázek 4.16 Vyrobený přípravek pro nastavení zdvihu ventilu .....	55
Obrázek 4.17 Výfukové svody motoru s koncepcí 4-2-1 .....	57
Obrázek 4.18 Model sacího traktu sériového motoru .....	58



Obrázek 4.19 Typ paliva a tvoření směsi v programu Lotus.....	58
Obrázek 4.20 Tabulka testovacích podmínek v programu Lotus.....	59
Obrázek 4.21 Model spalovacího motoru v programu Lotus Engine Simulation .....	60
Obrázek 5.1 Motor automobilky BMW V8 N62.....	70
Obrázek 5.2 Komora sání s otočnými kotouči se znázorněnou drahou vzduchu (červená šipka) .....	71
Obrázek 5.3 Jedna polovina komory .....	72
Obrázek 5.4 Druhá polovina komory .....	72
Obrázek 5.5 Sběrná komora .....	73
Obrázek 5.6 Otočné kolo .....	73
Obrázek 5.7 Všechny čtyři otočná kola uložená na hřídeli a zajištěná šroubem proti protočení .....	74
Obrázek 5.8 Víko komory.....	74
Obrázek 5.9 Připevněné víko ke komoře .....	74
Obrázek 5.10 Sání s variabilní délkou.....	75
Obrázek 5.11 Sání s variabilní délkou.....	75
Obrázek 5.12 Sání s variabilní délkou – pohled z boku .....	76
Obrázek 5.13 Sání s variabilní délkou – pohled zezadu.....	76
Obrázek 5.14 Sání s variabilní délkou – pohled zdola .....	77
Obrázek 5.15 Sání s variabilní délkou – částečný řez .....	77



## SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ

Graf 4.1 Ztrátový koeficient v závislosti na $L/D$ pro sací kanál.....	55
Graf 4.2 Ztrátový koeficient v závislosti na $L/D$ pro výfukový kanál .....	56
Graf 4.3 Průběhy točivého momentu a výkonu sériového motoru.....	60
Graf 4.4 Závislost střední rychlosti zvuku na teplotě.....	63
Graf 4.5 Závislost délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru.....	63
Graf 4.6 Vypočtené průběhy točivých momentů pro různé délky sacího potrubí.....	65
Graf 4.7 Tlakové pulzace v oblasti sedla ventilu při pozdním otevření.....	66
Graf 4.8 Vypočtené točivé momenty pro potrubí po optimalizaci jejich délky .....	66
Graf 4.9 Tlakové pulzace v oblasti sedla ventilu při včasném otevření.....	67
Graf 4.10 Porovnání skutečných a teoretických délek sacího potrubí .....	67
Graf 4.11 Vnější otáčková charakteristika .....	68
Graf 4.12 Nárůst točivého momentu oproti sériovému motoru.....	69
Graf 4.13 Nárůst výkonu oproti sériovému motoru .....	69



## SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tabulka 4.1 Hodnoty Wiebeho parametrů pro různá paliva .....	48
Tabulka 4.2 Teoretické délky potrubí v závislosti na otáčkách .....	64





## SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1:** CD-ROM: CAD model sacího potrubí  
Simulační model motoru  
Diplomová práce